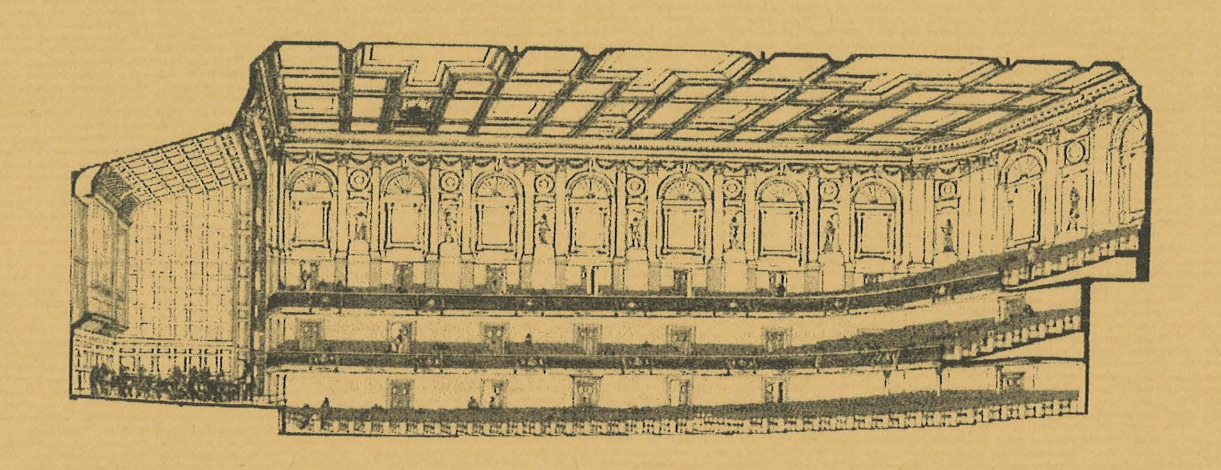
APUNTES DE ACÚSTICA EN LA EDIFICACIÓN Y EL URBANISMO (V)

por

CÉSAR DÍAZ SANCHIDRIÁN



CUADERNOS

DEL INSTITUTO

JUAN DE HERRERA

DE LA *ESCUELA DE*

ARQUITECTURA

DE MADRID

2-51-05

APUNTES DE ACÚSTICA EN LA EDIFICACIÓN Y EL URBANISMO (V)

por

CÉSAR DÍAZ SANCHIDRIÁN

CUADERNOS
DEL INSTITUTO
JUAN DE HERRERA
DE LA *ESCUELA DE*
ARQUITECTURA
DE MADRID

2-51-05

C U A D E R N O S
D E L   I N S T I T U T O
J U A N   D E   H E R R E R A

0 VARIOS
1 ESTRUCTURAS
2 CONSTRUCCIÓN
3 FÍSICA Y MATEMÁTICAS
4 TEORÍA
5 GEOMETRÍA Y DIBUJO
6 PROYECTOS
7 URBANISMO
8 RESTAURACIÓN

NUEVA NUMERACIÓN

2 Área
51 Autor
05 Ordinal de cuaderno (del autor)

Apuntes de acústica en la edificación y el urbanismo (V) (2ª Edición)

Instituto Juan de Herrera.
Escuela Técnica Superior de Arquitectura de Madrid.
Gestión y portada: Pablo Vegas González.
CUADERNO 130.02 / 2-51-05
ISBN: 84-9728-066-0 (obra completa)
ISBN: 84-9728-065-2 (Apuntes V - 2ª Edición)
Depósito Legal: M-22591-2003

ÍNDICE

11 ACÚSTICA ESTADÍSTICA

11.1.- INTRODUCCIÓN

Cuando el sonido se propaga en un recinto incide sobre las paredes, techo, suelo y objetos que están en su interior. Parte de esta energía es reflejada al recinto, siendo la causa de la *acústica del recinto* y también de la complejidad del campo sonoro en el mismo. El estudio de las leyes de las leyes de propagación de las ondas acústicas en presencia de obstáculos es enrevesado y en la práctica es muy difícil determinar con precisión la evolución del campo acústico en el interior de un recinto. La apreciación global de las propiedades acústicas intrínsecas de un recinto necesitan formularse de forma estadística.

La duración del proceso de reverberación en un recinto tiene una gran importancia sobre la calidad del sonido en el mismo. A lo largo de los años se han ido elaborando una serie de criterios experimentales para fijar los tiempos óptimos de reverberación de los distintos tipos de recintos teniendo en consideración el uso del mismo, su volumen, naturaleza de las fuentes sonoras actuantes, tipo de representación, frecuencias, preferencias musicales y modas.

11.2.- EL CAMPO REVERBERANTE DIFUSO EN UN RECINTO

Cuando una fuente sonora emite dentro de un recinto, existe una primera fase de crecimiento de la energía acústica, posteriormente alcanza un valor constante de establecimiento, y si posteriormente dejara de emitir tardaría un cierto tiempo en extinguirse.

El estudio del campo acústico reverberante necesita la introducción de una magnitud física, la densidad de energía acústica. El campo acústico reverberante está formado por todas las ondas acústicas que se han reflejado al menos una vez. El campo acústico reverberante se llama difuso cuando la densidad de energía reverberante, en cada instante de tiempo, es la misma en cada punto del recinto, este modelo de estudio del campo acústico en un recinto se le conoce como *teoría de Sabine-Franklin-Jaeger de los recintos reverberantes.*

El recinto se considera como un volumen cerrado que contiene una cantidad de energía acústica que se considera uniformemente repartida. Cada elemento de superficie de las superficies interiores del recinto recibe una cantidad de energía que procede de cada elemento de volumen dV que componen el recinto. Se puede demostrar que en un recinto la intensidad acústica del campo reverberante difuso cumple la expresión

$$I_R = \frac{\varepsilon c}{4} \quad \frac{W}{m^2} \qquad [11.1]$$

La intensidad del campo reverberante difuso es cuatro veces inferior a la intensidad del campo directo de ondas planas progresivas o en un campo lejano de ondas esféricas con la misma densidad de energía acústica.($I_D = \varepsilon_D c$).

Crecimiento de la energía acústica reverberante difusa en un recinto

Consideremos que en un recinto de volumen V, una fuente sonora emite a partir de un instante de tiempo , t = 0, energía acústica con una potencia constante W. La intensidad acústica y su evolución hasta alcanzar el estado estacionario dentro del recinto estará controlado por la absorción acústica de las paredes y del aire. En recintos pequeños la absorción acústica del aire es muy pequeña, especialmente a frecuencias bajas. No se considera la contribución del campo acústico directo.

En la hipótesis que la energía se conserva, se puede establecer que la potencia emitida por la fuente sonora en parte es absorbida por las superficies interiores del recinto y otra parte contribuye al aumento de la densidad de energía acústica del campo reverberante.

La potencia acústica absorbida por las superficies interiores del recinto es

$$W_a = \frac{\varepsilon c A}{4} = A.I_R \qquad [11.2]$$

A es la absorción acústica total del recinto. Si este esta recubierto de superficies de áreas S_1,.. S_i,... de coeficientes de absorción acústica α_1,.. α_i, $A = \sum_i \alpha_i S_i$ m^2.

El aumento de la densidad de energía reverberante en el recinto viene dada por la expresión

$$\frac{dW_R}{dt} = \frac{d(\varepsilon_R V)}{dt} = V\frac{d\varepsilon_R}{dt} \qquad [11.3]$$

La conservación de la energía se escribe

$$W = V\frac{d\varepsilon_R}{dt} + \frac{Ac\varepsilon_R}{4} \qquad [11.4]$$

es una ecuación diferencial de primer orden con coeficientes constantes, su solución viene dada por

$$\varepsilon_R(t) = \frac{4W}{Ac}(1 - e^{-\frac{Act}{4V}}) = \varepsilon_\infty(1 - e^{-\frac{Act}{4V}}) \qquad [11.5]$$

La densidad de energía acústica crece de forma exponencial. La densidad de energía reverberante final no depende del volumen o de la forma del recinto. Se define como constante de tiempo del recinto τ

$$\tau = \frac{4V}{Ac} \text{ s}^{-1} \qquad [11.6]$$

A partir de la expresión de la intensidad del campo reverberante difuso, ecuación 11.1, la intensidad y la presión acústica del campo reverberante se pueden escribir

$$I_R(t) = \frac{W}{A}(1 - e^{-\frac{Act}{4V}}) = I_\infty(1 - e^{-\frac{Act}{4V}}) \qquad [11.7]$$

$$p_R^2(t) = \frac{4W\rho c}{A}(1 - e^{-\frac{Act}{4V}}) = p_\infty^2(1 - e^{-\frac{Act}{4V}}) \qquad [11.8]$$

Cuando se alcanza el régimen estacionario se cumple

$$I_R = \frac{p_R^2}{4\rho c} \qquad [11.9]$$

Decrecimiento de la energía acústica reverberante difusa en un recinto

Si en un instante de tiempo t = 0 deja de emitir la fuente sonora, el balance energético en el recinto está descrito por la expresión

$$V\frac{d\varepsilon_R}{dt}+\frac{Ac\varepsilon_R}{4}=0 \qquad [11.10]$$

La solución de la ecuación diferencial está dada por

$$\varepsilon_R(t)=\frac{4W}{Ac}e^{-\frac{Act}{4V}}=\varepsilon_0 e^{-\frac{Act}{4V}} \qquad [11.11]$$

ε_0 representa la densidad de energía estacionaria en el instante que la fuente sonora deja de emitir, t = 0.

Durante el decrecimiento de la energía acústica reverberante, las expresiónes de la intensidad y presión acústica en función del tiempo son

$$I_R(t)=\frac{W}{A}.e^{-\frac{Act}{4V}}=I_0.e^{-\frac{Act}{4V}} \qquad [11.12]$$

$$p_R^2(t)=\frac{4W\rho c}{A}.e^{-\frac{Act}{4V}}=p_0^2.e^{-\frac{Act}{4V}} \qquad [11.13]$$

El decrecimiento de la energía acústica reverberante está controlada por la constante de tiempo de la sala, es decir, depende del volumen y absorción acústica del recinto.

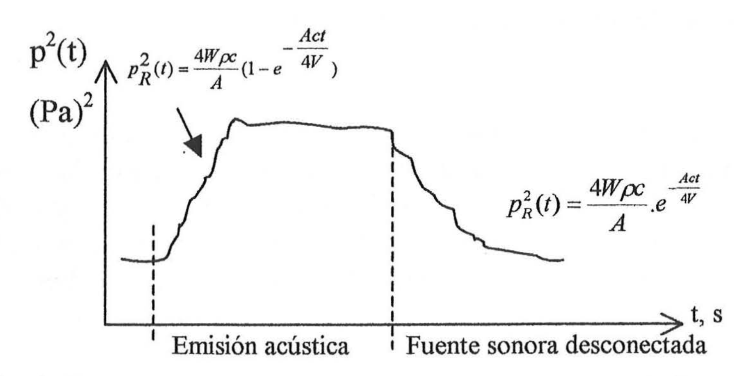


Figura 11.1 Curvas teóricas de aumento y decrecimiento de la presión acustica en un campo reverberante difuso.

Las expresiones matemáticas que se obtiene en el crecimiento y decrecimiento de la energía acústica en un recinto son formalmente análogas a otras que se obtienen en otras ramas de la Física. Por ejemplo, en el electromagnetismo al estudiar el proceso de carga y descarga de un condensador en un circuito RC, o bien en hidraúlica al analizar el proceso de llenado, a caudal de entrada constante, de un recipiente que tiene un orificio de salida, y el proceso de vaciado una vez que no se le suministra caudal.

El tiempo de reverberación de Sabine

Un descriptor habitual del decrecimiento exponencial de la energía acústica en un recinto es el tiempo de reverberación $T_{60} = T_{Sab}$. El físico W. Sabine, a finales del siglo XIX, lo definio como el intervalo de tiempo que debe transcurrir para que el nivel de presión acústica en el recinto disminuya en 60 dB, una vez que la fuente sonora ha dejado de emitir. O bien, el tiempo que transcurre hasta que la densidad de la energía acústica en el recinto decrece a una millonésima de su valor inicial.

En el recinto una vez alcanzado el valor estacionario de la presión acústica se desconecta la fuente sonora y la presión acústica reverberante comienza a disminuir exponencialmente. Al escribir la variación del nivel de presión acústica a partir del nivel de presión acústica estacionaria en función del tiempo se obtiene la ecuación de una recta, cuya expresión es

$$L_p(t) = L_{p,est} - \frac{1{,}085cA}{V}t \quad dB \qquad [11.14]$$

Al calcular el intervalo de tiempo, para que en el recinto la diferencia del nivel de presión acústica estacionaria y el nivel de presión acústica, transcurrido un tiempo T_{60} s, sea de 60 dB, se obtiene la expresión del tiempo de reverberación de Sabine.

$$L_{p,est} - L_{p,T_{60}} = 60 \; dB \qquad [11.15]$$

Al sustituir en la expresión anterior se obtiene fácilmente

$$T_{60} = T_{Sabine} = \frac{55{,}2V}{cA} \approx \frac{0{,}16V}{A} \quad s \qquad [11.16]$$

La expresión anterior se ha obtenido en la hipótesis de campo acústico difuso y no se ha tenido en cuenta la absorción acústica del aire del recinto. En la práctica se calculan los tiempos de reverberación de un recinto en bandas de frecuencias de octava y de tercio de octava.

Históricamente, el tiempo de reverberación de un recinto fue la primera magnitud que pudo ser medida objetivamente y podría esperarse que mostrase las propiedades acústicas de un recinto. Fue introducida por W.C. Sabine a finales del siglo XIX, quien también desarrolló varios métodos para medir el tiempo de reverberación cada vez con mayor precisión, y fue el primero en formular las leyes de la reverberación de un recinto.

Sabine enuncio las siguientes leyes de la reverberación en un recinto:
1) La duración de la reverberación es independiente de la posición de la fuente sonora y del punto de recepción.
2) No depende de la situación de las superficies interiores del recinto.
3) Únicamente depende del volumen del recinto, del área de las superficies interiores y de su absorción acústica.

W. Sabine fue el fundador de la ciencia de la acústica de recintos. Las técnicas de medida y el conocimiento de la propagación del sonido en los recintos han mejorado desde entonces, pero sus ideas continúan en el fundamento de la moderna acústica de recintos. Sabine investigó la absorción acústica de muchos materiales, la primera baldosa acústica fue desarrollada y patentada conjuntamente por W. Sabine y el barcelonés Rafael Guastavino Expósito en 1914. Éste producto se denominó Rumford tile.

El tiempo de reverberación y la absorción acústica de un recinto son magnitudes inversamente proporcionales. En un recinto si el volumen permanece constante y para las variaciones habituales de temperatura, de acuerdo con la expresión de Sabine:

$$T_{60} \cdot A = \text{Constante.} \qquad [11.17]$$

Su representación gráfica para cada recinto es una hipérbola equilátera. La expresión es análoga a la ley de Ohm de la corriente continua cuando mantenemos la diferencia de potencial eléctrico constante $V = Cte = RI$.

Situaciones particulares donde la expresión de Sabine no predice los resultados adecuadamente, son las siguientes:

1) *Recintos cuyas superficies interiores son totalmente reflectantes (cámaras reverberantes)*

$$\alpha = 0 \qquad T_{60} \Rightarrow \infty$$

En la práctica esto no ocurre, pues siempre hay una pequeña absorción en las superficies interiores y en el aire.

2) *Recintos cuyas superficies interiores son totalmente absorbentes (cámaras anecoicas)*

$\alpha = 1$, toda la energía que llega a los contornos del recinto es completamente absorbida y no tiene sentido hablar del tiempo de reverberación del recinto.

A pesar de que los recintos habituales no son reverberantes difusos. El procedimiento normalizado para calcular el coeficiente de absorción acústica de los materiales utiliza la expresión del tiempo de reverberación de Sabine, esto es importante tenerlo en consideración cuando se utilizan otras expresiones del tiempo de reverberación de un recinto, que analizaremos posteriormente.

11.3.- EL CAMPO ACÚSTICO ESTACIONARIO EN UN RECINTO

Cuando una fuente sonora emite en un recinto, las superficies interiores proporcionan al oyente un nivel de presión acústica, combinación del campo acústico directo de la fuente y de las ondas acústicas reflejadas. En el campo acústico estacionario que rodea a una fuente emisora en un recinto, se pueden distinguir: el campo próximo, en donde no hay una relación matemática entre la intensidad y la presión, a continuación está el campo lejano formado por el campo acústico directo o libre y el campo acústico reverberante, como se muestra en la figura 11.2.

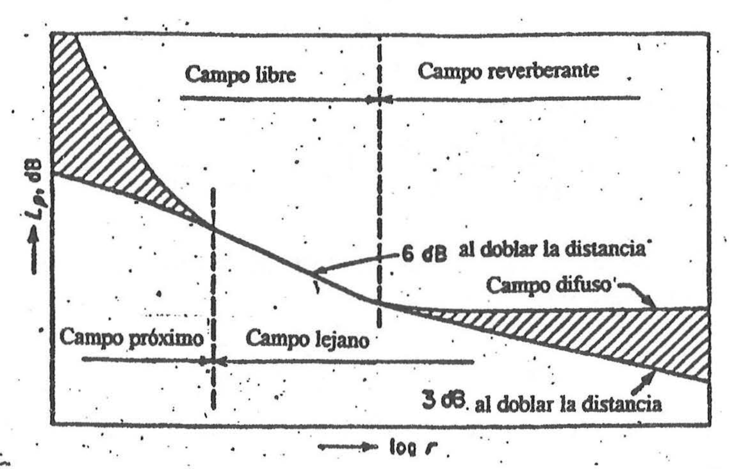


Figura 11.2: Campos acústicos en un recinto de dimensiones amplias.

En cada punto del recinto, el campo acústico es la superposición del campo directo y del campo reverberante, ambos campos acústicos se combinan de forma energética. Se obtiene la siguiente expresión:

$$p^2 = p_D^2 + p_R^2 \qquad [11.18]$$

p es la presión eficaz resultante; p_D, la presión eficaz directa y p_R la presión eficaz reverberante.

Para una fuente sonora direccional, la presión eficaz directa en el recinto es

$$p_D^2 = \frac{\rho c W Q}{4\pi r^2} \qquad [11.19]$$

W es la potencia de la fuente y Q el factor de directividad de la misma.

La intensidad del campo reverberante en el recinto sigue la expresión

$$I_R = \frac{p_R^2}{4\rho c} \qquad [11.20]$$

La energía acústica reverberante al incidir sobre las superficies interiores pierde parte de su energía y es absorbida. La potencia acústica absorbida es

$$W_{abs} = I_R\, A \qquad [11.21]$$

Cuando la fuente funciona durante un cierto tiempo, se alcanza el nivel estacionario y se establece el equilibrio entre la energía acústica emitida por la fuente y la que es absorbida por las superficies del recinto.

$$W_R = W(1-\alpha) = I_R . A = \frac{p_R^2 . A}{4\rho c} \qquad [11.22]$$

luego

$$p_R^2 = \frac{4\rho c W(1-\alpha)}{A} = \frac{4\rho c W}{\Re} \qquad [11.23]$$

Se denomina *constante de la sala* $\Re$ a la siguiente relación

$$\Re = \frac{A}{1-\alpha} \ \text{m}^2 \qquad [11.24]$$

La presión acústica resultante es

$$p^2 = \frac{W\rho c Q}{4\pi r^2} + \frac{4W\rho c}{\Re} = W\rho c\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{\Re}\right) \ Pa^2 \qquad [11.25]$$

La anterior expresión se puede escribir en función de los niveles de presión y potencia acústica. Se obtiene la siguiente expresión

$$L_p = L_w + 10\log\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{\Re}\right) \ \text{dB} \qquad [11.26]$$

L_p es el nivel de presión acústica, ref. 2.10^{-5} Pa, y L_W es el nivel de potencia acústica, ref. 10^{-12} W.

A la distancia en la que se igualan las contribuciones del campo directo y reverberante, en una determinada dirección, se denomina distancia crítica o radio de reverberación del recinto, que se obtiene de la siguiente expresión

$$\frac{Q}{4\pi r^2} = \frac{4}{\Re} \quad \Rightarrow r = \sqrt{\frac{\Re Q}{16\pi}} \qquad [11.27]$$

Figura 11.3: Variación del nivel de presión acústica en un recinto en función de la distancia a la fuente.

Existen dos procedimientos primarios para que el campo directo sea mayor, que la fuente acústica sea más direccional y aumentar la absorción acústica en el interior del recinto.

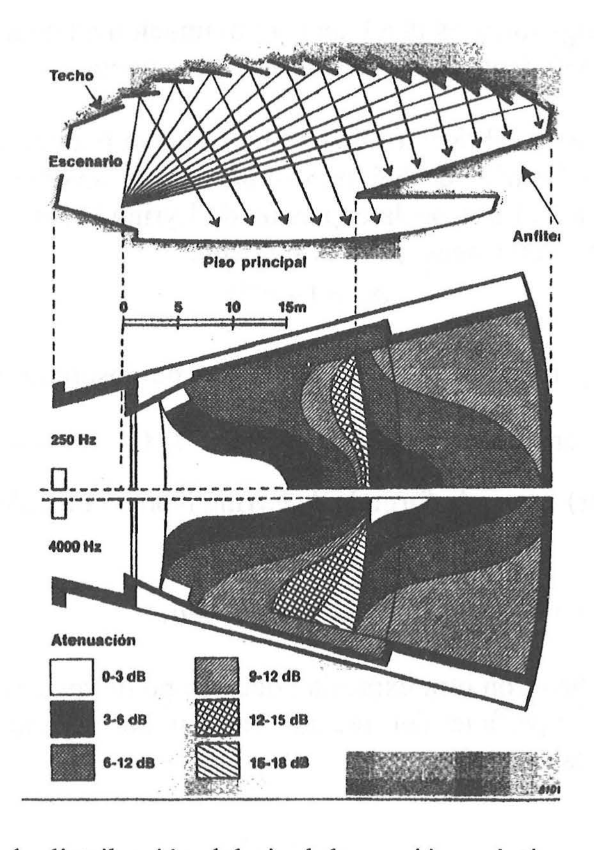


Figura 11.4: Ejemplo de distribución del nivel de presión acústica en un recinto

11.4.- OTROS MODELOS PREDICTIVOS DEL TIEMPO DE REVERBERACIÓN

La fórmula de Sabine del tiempo de reverberación de un recinto presenta algunas limitaciones importantes, en especial cuando los recintos son poco reverberantes y la absorción acústica del recinto es elevada. A lo largo de los años se han ido proponiendo diferentes modelos predictivos del tiempo de reverberación, algunos se muestran a continuación.

11.4.1 *El tiempo de reverberación de Eyring-Norris-Waetzmann-Schuster.*

En la deducción de la formula de Sabine del tiempo de reverberación de un recinto se supone que la absorción de energía acústica por las superficies del recinto se realiza de forma continua, Eyring y Norris suponen que esta absorción se realiza de forma discontinua a intervalos de tiempo iguales al tiempo libre medio de las ondas sonoras, llegando a la expresión:

$$T_{E-N} = -\frac{0{,}16V}{S.Ln\left(1-\overline{\alpha_E}\right)} \text{ s} \qquad [11.28]$$

donde

$\overline{\alpha_E} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \alpha_i S_i}{\sum_{i=1}^{n} S_i}$, es el coeficiente de absorción medio de la sala en una determinada banda de frecuencias.

La expresión de Eyring-Norris es una buena aproximación cuando todas las superficies de la sala tienen un coeficiente de absorción acústica parecido.

Conviene recordar que los fabricantes proporcionan el coeficiente de absorción acústica obtenido mediante la fórmula de Sabine del tiempo de reverberación. Esto hay que tenerlo en consideración al utilizar la expresión de Eyring-Norris. La relación entre los dos coeficientes de absorción acústica es la siguiente:

$$\alpha_E = 1 - e^{-\alpha_{Sab}} \qquad [11.29]$$

En recintos cuyas superficies tienen un coeficiente de absorción acústica pequeño, al tener en cuenta el desarrollo en serie de la función $Ln(1-\alpha) = -(\alpha + \frac{\alpha^2}{2} + \frac{\alpha^3}{3} + ..)$, se puede sustituir Ln(1-α) = - α y la fórmula de Eyring Norris coincide con la de Sabine.

11.4.2.- *El tiempo de reverberación de Millington-Sette.*

Millington y Sette obtuvieron otra expresión del tiempo de reverberación considerando separadamente cada superficie del recinto con su correspondiente coeficiente de absorción, llegando a la expresión:

$$T_{M-S} = -\frac{0{,}16V}{\sum_{i=1}^{n} S_i.Ln(1-\alpha_i)} \text{ s} \qquad [11.30]$$

Esta expresión es útil en la predicción del tiempo de reverberación cuando en la sala existe gran variedad en los coeficientes de absorción acústica de los materiales, pero presenta dificultades cuando una de las superficies presenta un coeficiente de absorción $\alpha = 1$, pues Ln ($\Rightarrow$ 0)$\Rightarrow$ $-\infty$, y en consecuencia el tiempo de reverberación tiende a cero. Es decir, según la expresión de Millingto-Sette, si en un recinto abrimos una ventana , el tiempo de reverberación se anula, situación que en la práctica no ocurre.

11.4.3.- *El tiempo de reverberación de Fitzroy.*

En 1959 Fitzroy propuso una fórmula experimental para recintos con una distribución no uniforme de los materiales absorbentes.Tiene en cuenta la colocación del material acústico dentro del recinto, propone la expresión siguiente

$$T_F = \sum_{i=1}^{i=3} \left(\frac{S_i}{S} \right) \left(\frac{-0{,}16V}{S.Ln(1-\alpha_i)} \right) \text{ s} \qquad [11.31]$$

donde S_1 = área de las paredes laterales

S_2 = área total del techo y del suelo

S_3 = área de las paredes del fondo

$S = S_1 + S_2 + S_3$

α_1 , α_2 y α_3 son los coeficientes de absorción de las áreas del mismo subindice.

11.4.4.- *El tiempo de reverberación de Kuttruff*

H. Kuttruff (1.991), propone una variación de la expresión de Eyring-Norris teniendo en cuenta la varianza relativa del recorrido libre medio, esta tiene en cuenta la forma del recinto.

$$T_K = \frac{0{,}16V}{-SLn(1-\bar{\alpha})\left[1 + \frac{\gamma^2}{2} Ln(1-\bar{\alpha})\right]} \text{ s} \qquad [11.32]$$

donde la varianza relativa del recorrido libre medio es: $\gamma^2 = \frac{\overline{\delta^2} - \bar{\delta}^2}{\bar{\delta}^2}$, $\bar{\delta} = \frac{4V}{S}$

11.5.- EL TIEMPO DE REVERBERACIÓN EN RECINTOS DE GRANDES DIMENSIONES.

En el anterior estudio del decrecimiento de la energía acústica en un recinto únicamente se ha tenido en cuenta la absorción acústica por las superficies del recinto, personas y mobiliario, no se han considerado las perdidas de energía acústica producidas por el aire del recinto. Cuando estos son grandes (V > 5000 m^3), y para frecuencias superiores a 2000 Hz, las pérdidas de energía acústica debida al aire tienen una influencia apreciable, en este caso las expresiones de los tiempos de reverberación se escriben:

$$T_{Sab} = \frac{0{,}16V}{A + 4mV} \text{ s} \qquad [11.33]$$

$$T_{E-N} = \frac{0{,}16V}{-S.Ln\left(1-\overline{\alpha_E}\right)+4mV} \text{ s} \qquad [11.34]$$

$$T_{M-S} = \frac{0{,}16V}{\sum_{i=1}^{n} S_i.Ln(1-\alpha_{iM})+4mV} \text{ s} \qquad [11.35]$$

m es el coeficiente de atenuación sonora del aire.

11.6.- LA MEDIDA DEL TIEMPO DE REVERBERACIÓN

El tiempo de reverberación es, seguramente, el parámetro acústico más medido en los recintos. Se puede medir por el método del ruido interrumpido o por el método de impulso de Schröder. Debido a la presencia en el recinto del ruido de fondo es muy difícil medir una caída completa de 60 dB del nivel de presión acústica, y se suele hacer sobre una caída de 30 dB, o de 20 dB, extrapolando la recta de regresión a 60 dB, denominándose T_{30} y T_{20} respectivamente. Se mide la caída del nivel de presión acústica entre -5 y -35 dB para el primero, y entre -5 y -25 dB para el segundo.

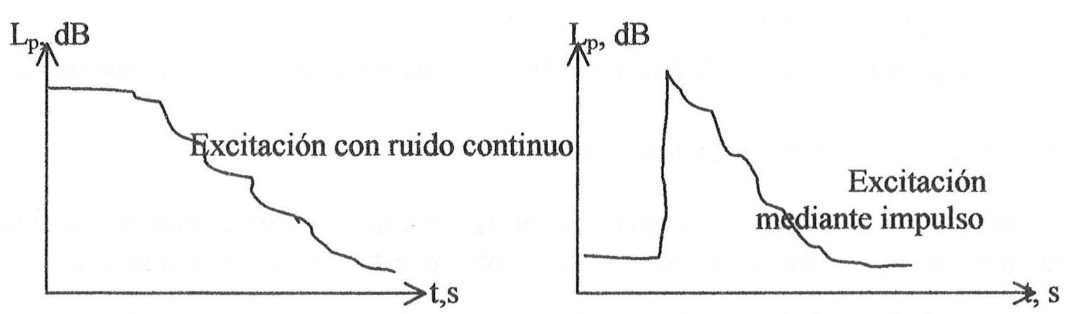


Figura: 11.5: Procedimientos para obtener el decrecimiento de la enérgía acústica en un recinto.

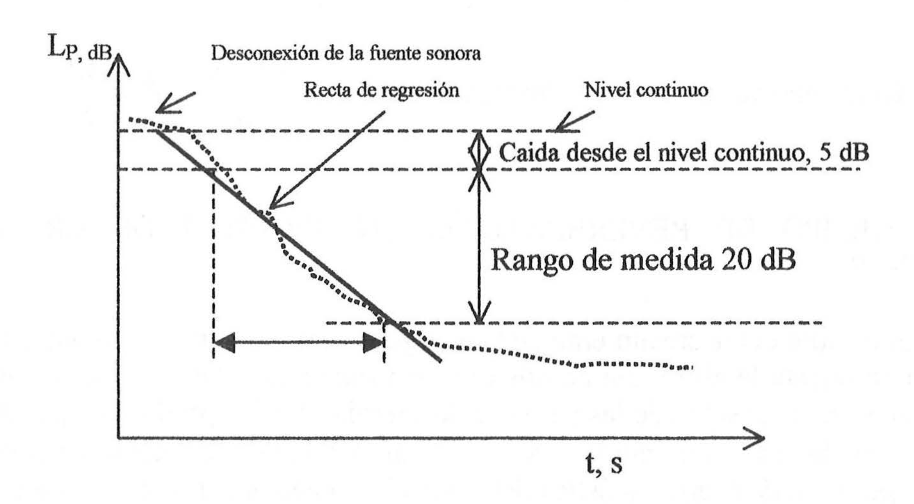


Figura 11.6: Ejemplo de cálculo del T_{20} en una banda de frecuencias

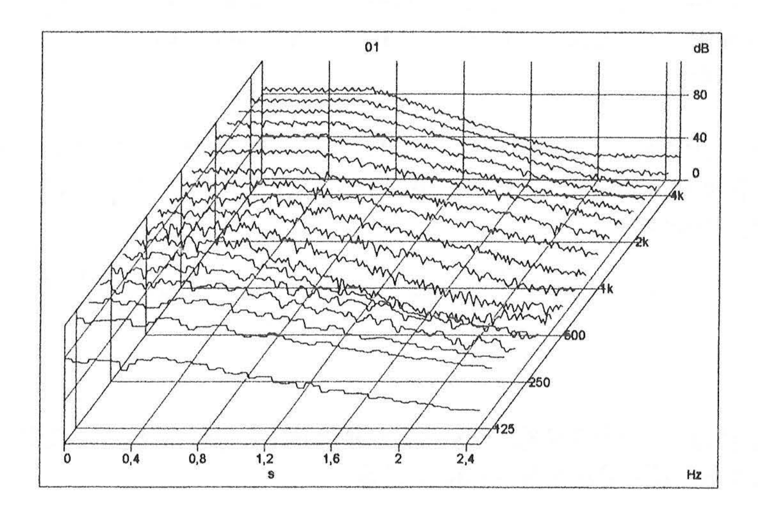


Figura 11.7: Ejemplo de caídas de la reverberación, en tercios de octava, en un recinto vacío. Datos del recinto: $V = 45\ m^3$, $l = 5{,}75$ m, $w = 3{,}06$ m, $h = 2{,}5$ m

11.7.- LA REDUCCIÓN DEL NIVEL DE PRESIÓN ACÚSTICA EN UN RECINTO POR AUMENTO DE LA ABSORCIÓN ACÚSTICA.

Si en un recinto aumentamos la absorción acústica y se pasa de una absorción acústica A_1 a otra mayor A_2, entonces el nivel de presión acústica disminuye en el campo reverberante. La disminución del nivel de presión acústica se obtiene mediante la expresión:

$$\Delta L_p = 10.\log\left(\frac{\dfrac{Q}{4\pi r^2}+\dfrac{4}{\Re_2}}{\dfrac{Q}{4\pi r^2}+\dfrac{4}{\Re_1}}\right) \text{ dB} \qquad [11.36]$$

$\Re_1$ y $\Re_2$ son las constantes del recinto antes y después de la colocación de materiales absorbentes acústicos en su interior. En la zona del campo reverberante podemos ignorar la acción del campo directo, quedando la expresión:

$$\Delta L_p = 10.\log\left(\frac{\Re_1}{\Re_2}\right) \text{ dB} \qquad [11.37]$$

En la práctica todos los recintos por su propia naturaleza y función tienen una cierta absorción A_1, por otra parte la superficie disponible para introducir una absorción adicional apenas puede superar la cuarta parte de la superficie total, y no pueden conseguirse, ni aún utilizando materiales muy absorbentes, valores de A_2 superiores a $10A_1$, en consecuencia la reducción del nivel de presión sonora conseguida por efecto del incremento de la absorción es del orden de 10 dB, siendo lo usual conseguir reducciones de 2 a 5 dB. Esta disminución aunque pequeña puede tener importancia en la disminución del tiempo de reverberación del recinto.

Es necesario tener en cuenta la distancia entre las fuentes sonoras y los puntos de recepción, pues si estamos en la zona de campo directo de la fuente, aunque se coloquen materiales absorbentes acústicos, la disminución del nivel de presión acústica en esa zona no es apreciable.

Si los coeficientes de absorción acústica del recinto son pequeños, en la zona del campo reverberante se puede calcular la disminución del nivel de presión acústica utilizando las siguientes expresiones

$$\Delta L_p = 10.\log\left(\frac{\Re_1}{\Re_2}\right) = 10.\log\left(\frac{A_1}{A_2}\right) = 10.\log\left(\frac{T_{60,2}}{T_{60,1}}\right) \quad dB \qquad [11.38]$$

11.8.- EL CAMPO ACÚSTICO ESTACIONARIO EN EL INTERIOR DE UN RECINTO EN CONDICIONES NO DIFUSAS.

La ecuación 11.26 nos permite calcular el nivel de presión acústica en un punto de un recinto cuando el campo acústico es difuso. En muchas situaciones, el campo acústico no es difuso y los valores del nivel de presión acústica en función de la distancia a la fuente no suelen coincidir con las previsiones de la expresión 11.26.

En un recinto no se produce una buena difusión en las siguientes situaciones: 1) si una de sus dimensiones es cinco veces mayor que otra o las dos dimensiones, como ocurre en pasillos y oficinas muy grandes de techo bajo, 2) si la forma geométrica del recinto no es "sencilla", como en una iglesia cruciforme o en un auditorio con grandes palcos suspendidos, 3) Si el sonido tiene uno o más componentes de elevado nivel acústico de frecuencias discretas.

En general el descenso del nivel de presión acústica es gradual para una banda de frecuencia, pero para una frecuencia discreta, tono puro, la variación del nivel de presión acústica en función de la distancia a la fuente, está muy influenciado por las ondas estacionarias en el recinto, que producen diversos máximos y mínimos.

Para condiciones *no difusas*, el nivel de presión acústica es muy diferente al previsto en la fórmula 11.26 para condiciones difusas. Una relación empírica obtenida por Schultz en 1983, ofrece una aproximación, dentro de un rango de 2 dB, siempre que se cumplan las condiciones siguientes:

1) Que haya algún tipo de dispersión, por ejemplo debido a mobiliario, irregularidades en las superficies interiores, y que la absorción sonora del recinto esté concentrada básicamente sobre una superficie, p.e: un techo absorbente sonoro o un suelo alfombrado o enmoquetado.
2) Las proporciones de la habitación sean razonablemente regulares.
3) La altura del techo esté entre 2,5 y 3,5 m y no existan componentes fuertes en frecuencias discretas en el espectro de la fuente de ruido.

Para estos casos el nivel de presión sonora en un punto en función de la distancia a la fuente se puede calcular mediante la expresión:

$$L_p = L_w - 5.\log V - 3.\log f - 10.\log r + 12 \text{ dB} \qquad [11.39]$$

donde V es le volumen del recinto en m^3, f es la frecuencia en Hz y r es la distancia a la fuente en m. Cada vez que se duplica la distancia el nivel de presión sonora se reduce en 3 dB.

11.9.- DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE ABSORCIÓN ACÚSTICA.

La medida de los coeficientes de absorción acústica de un material o un dispositivo absorbente sonoro es difícil de determinar en las condiciones reales de montaje, pero es importante conocer los valores orientativos de los mismos, aunque sea en condiciones de laboratorio, pues basándose en estos datos se puede diseñar el control o la corrección de algunos parámetros acústicos de los recintos.

Existen diversos métodos para determinar los coeficientes de absorción acústica, no existiendo en la actualidad ningún procedimiento que relacione los resultados de medición obtenido por cada uno de ellos. Cada método tiene sus usos particulares. Algunos de los métodos más habituales son: el de la cámara reverberante y el del tubo de impedancia .

11.9.1 El método de la cámara reverberante

Mediante el método de la cámara reverberante se mide el coeficiente de absorción acústica de materiales acústicos utilizados como tratamientos en paredes y techos, o el área de absorción acústica equivalente de objetos tales como muebles, personas o absorbentes funcionales. Los resultados obtenidos pueden utilizarse con fines comparativos y de diseño, respecto al comportamiento acústico de recintos y al control del ruido.

Para la realización de este método, el volumen de la cámara reverberante debe ser aproximadamente de 200 m^3. La forma de la cámara debe cumplir la condición de que la longitud del mayor segmento rectilíneo inscrito en ella deberá ser menor que $1{,}9\sqrt[3]{V}$ m. Con la finalidad de conseguir una distribución uniforme de frecuencias propias, especialmente en las bandas de bajas frecuencias, las dimensiones de los lados no deben ser iguales ni estar en las proporciones de los primeros números enteros. El campo sonoro deberá ser lo más difuso posible y el área de absorción acústica equivalente de la cámara vacía deberá ser muy pequeña.

La muestra, si es plana debe tener un área entre 10 y 12 m^2, y montarse de acuerdo con las especificaciones. Los ensayos con absorbentes unitarios (sillas, personas, absorbentes especiales, etc) deben comprender un número suficiente de objetos, distribuidos al azar en el recinto, para producir un cambio medible en el área de absorción acústica equivalente.

Las mediciones deben realizarse en bandas de tercio de octava, con frecuencias centrales entre 100 y 5000 hertz. El coeficiente de absorción sonora α_S de un absorbente plano debe calcularse mediante la fórmula:

$$\alpha_S = \frac{55{,}3V}{cS}\left(\frac{1}{T_{60,2}} - \frac{1}{T_{60,1}}\right) \qquad [11.40]$$

donde

V, es el volumen de la cámara en m^3; c es la velocidad del sonido en el aire en m/s; S , es el área de la muestra de ensayo en m^2; $T_{60,1}$ y $T_{60,2}$ son los tiempos de reverberación, en segundos, de la cámara reverberante vacía y con la muestra de ensayo respectivamente.

El método de la cámara reverberante permite calcular los coeficientes de absorción acústica en muestras de tamaño natural en situaciones parecidas a las reales. Utiliza la fórmula del tiempo de reverberación de Sabine, que se obtiene a partir de hipótesis que no siempre se cumplen en el recinto.

11.9.2 El método del tubo de impedancia

El método del tubo de impedancia o tubo de Kundt permite medir en muestras pequeñas:el coeficiente de absorción acústica de un material para incidencia normal a la superficie del mismo, el coeficiente de reflexión acústica y la impedancia acústica normalizada.

Si se dispone de un tubo cerrado por un extremo y se lo excita con una onda acústica por el otro, se origina la onda estacionaria. Ésta es la resultante de la composición de las ondas planas incidente y reflejada. Esta onda se caracteriza por tener máximos y mínimos fijos en el espacio y separados un cuarto de longitud de onda. En los máximos, la onda incidente y reflejada están en fase y en los mínimos en contrafase.

Midiendo la presión en el tubo en diferentes posiciones, moviendo la muestra de prueba o con varios micrófonos, el coeficiente de reflexión y la impedancia pueden ser evaluados. A frecuencias menores de 200 Hz, el coeficiente de reflexión de muestras porosas en el tubo de Kundt es muy próximo a 1 y la evaluación de la impedancia esta afectada por errores sistemáticos difíciles de cancelar. Existe el método de los dos micrófonos tres calibraciones que mejora de forma apreciable la precisión de estas medidas.

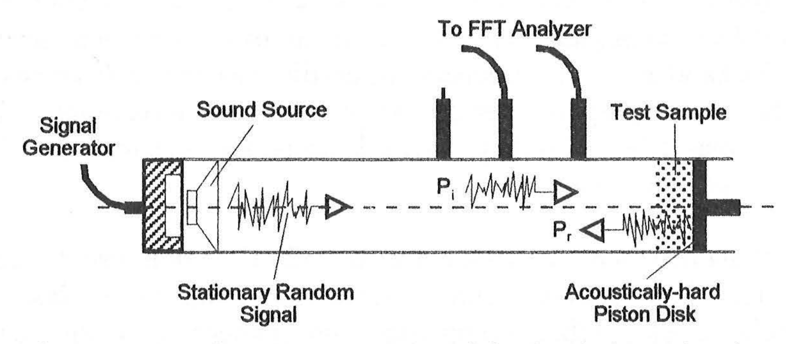


Figura 11.8:. Vista de una sección del tubo de impedancia

Algunas de las limitaciones de éste método son que únicamente se pueden medir muestras pequeñas y que no pueden medirse muestras de placas vibrantes, pues sus frecuencias de resonancia dependen de las dimensiones y forma de apoyo de las mismas.

11.10.- TIEMPOS OPTIMOS DE REVERBERACIÓN.

La duración del proceso de reverberación en un recinto tiene una gran importancia sobre la calidad del sonido en el mismo. A lo largo de los años se han ido elaborando una serie de criterios experimentales para fijar los tiempos óptimos de reverberación de los distintos tipos de recintos teniendo en consideración el uso del mismo, su volumen, naturaleza de las fuentes sonoras actuantes, tipo de representación y frecuencias.

Aúnque el tiempo de reverberación es considerado todavía como la magnitud objetiva más importante en la acústica de un recinto, sin embargo únicamente caracteriza un aspecto especial de la propagación del sonido en los recintos. Necesita ser complementado con otros parámetros acústicos adicionales si se quiere obtener una descripción mas completa de las condiciones de audición en el recinto.

La importancia del tiempo de reverberación del recinto, se fundamenta al menos en las tres razones siguientes:

1) Puede ser medido o calculado con una precisión razonable y un coste moderado.
2) El tiempo de reverberación de un recinto, generalmente no depende de manera significa de la posición del receptor en el recinto; hecho que es destacado por la sencilla expresión de la fórmula del tiempo de reverberación de Sabine, que permite calcularlo con los datos del recinto. De aquí que es útil para caracterizar acústicamente las propiedades generales del recinto, ignorando detalles que pueden variar de un punto a otro del recinto.
3) Hay disponibles un gran número de datos de mediciones del tiempo de reverberación de los recintos existentes. Estos datos pueden ser utilizados como criterio, para juzgar el comportamiento acústico de nuevos recintos.

En recintos destinados a la palabra, (teatros, salas de conferencia, etc), la inteligibilidad de la palabra obliga a unos tiempos de reverberación menores que en las salas de música. Por otra parte según el tipo de música los tiempos de reverberación son diferentes. Además los gustos personales y las modas pueden afectar a estos valores.

Como resultado de estudios realizados por diferentes autores, se han propuesto relaciones experimentales del tipo $T_{60} = k_1 + k_2\sqrt[3]{V}$ o $T_{60} = k_1 + k_2 \lg V$, a continuación se escriben algunas de ellas:

a) Stephens-Bate (1950)

$$T_{60} = r(0{,}0118\sqrt[3]{V} + 0{,}1070) \quad s \qquad [11.41]$$

T_{60}, es el tiempo de reverberación en segundos; V, volumen de la sala en m^3
r = 4 para la palabra, r = 5 para orquesta, r = 6 para coro.
El autor recomienda un aumento del 40% a bajas frecuencias.

b)

$$T_{60} = k_1 \lg V - k_2 \; s \qquad [11.42]$$

V es el volumen de la sala en m^3; k_1 y k_2 son constantes que dependen del tipo de sala
Para una sala de conferencias, inteligibilidad máxima: k_1 = 0,5, k_2 = 0,7
Para una sala de música: k_1 = 0,6; k_2 = 0,6

Otras expresiones experimentales son:

Autor	Tipo de recinto	Fórmula
Knudsen, (1923)	Salas destinadas a la palabra, vacías	$T_{60} = 0,32 + 0,17 \lg V$
Watson, (1933)	Salas destinadas a la música, vacías	$T_{60} = 0,75 + 0,12\sqrt[3]{V}$
Watson, (1933)	Salas de conciertos, ocupadas	$T_{60} = 0,75 + 0,054\sqrt[3]{V}$
Beranek, (1962)	Salas de concierto, llenas *S_T es la superficie efectiva ocupada por el público, músicos y coros*	$\frac{1}{T_{60}} = 0,1 + 5,4\frac{S_T}{V}$
Kosten, (1965)	Salas de concierto	$T_{60} = 0,163\frac{V}{S_T \alpha_{eq}}$
Kutruff, (1979)	Salas de concierto	$T_{60} = 0,15\frac{V}{S_T}$
Beranek, (1996)	Salas de concierto	$T_{60} = 0,14\frac{V}{S_T}$

A lo largo de los años y según los diferentes autores se han ido proponiendo diferentes tiempos óptimos de reverberación para los recintos, de acuerdo con su uso y volumen. Es costumbre considerar el tiempo óptimo de reverberación $T_{60,med}$, es el valor medio de los tiempos de reverberación en las bandas de octava de frecuencias centrales en 500 y 1000 Hz. En la figura 11.9 se muestran los tiempos óptimos de reverberación, $T_{60,med}$ con el recinto ocupado, en función del volumen de la sala y su uso. Es habitual una tolerancia de hasta el 20%.

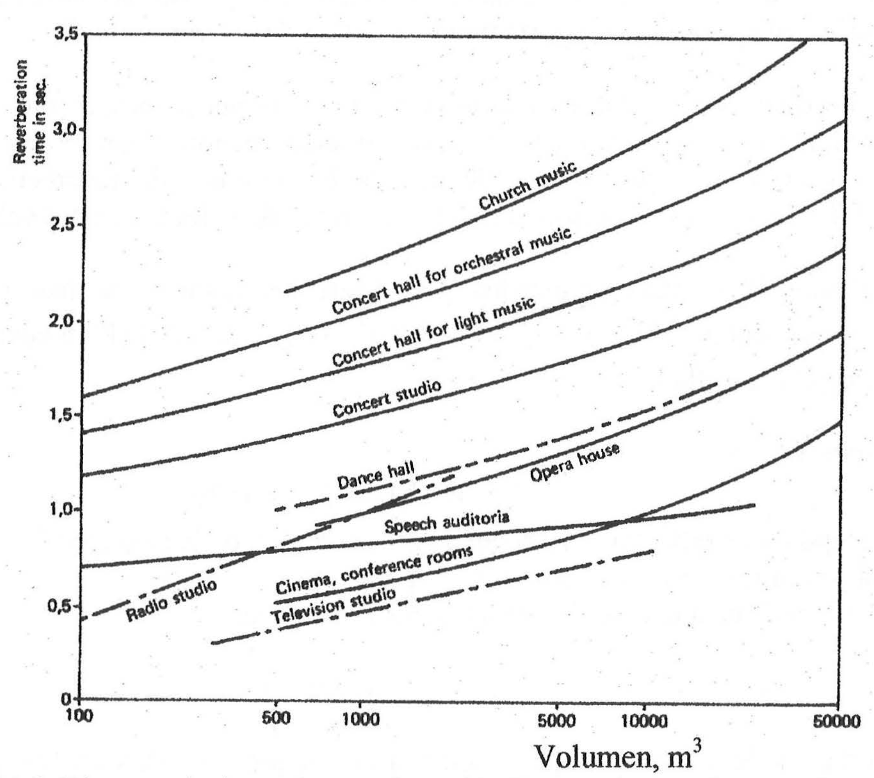


Figura 11.9: Tiempos óptimos de reverberación $T_{60,med}$. Los recintos están ocupados.

El tiempo optimo de reverberación en función de la frecuencia puede obtenerse a partir del tiempo optimo $T_{60,med}$ mostrado en la figura 11.9 en función del volumen y uso. Para conocer su valor en otras bandas de frecuencia en octavas, se puede aplicar la siguiente expresión:

$$T_{60,\text{banda de frecuencia}} = T_{60,med} \cdot \Theta \qquad [11.43]$$

donde Θ es un factor corrector que podemos calcular según la tabla siguiente:

Frecuencia, Hz	125	250	500	1.000	2.000	4.000
Θ	1,4 - 1,5	1,15 – 1,3	1	1	0,9 - 1	0,9 - 1

Para la palabra muchos especialistas aconsejan mantener el tiempo de reverberación constante en todas las bandas de frecuencia, pues un tiempo de reverberación más alto a bajas frecuencias disminuye la inteligibilidad. Por otra parte, reconocidos especialistas aconsejan para la música mantener la curva tonal plana.

Dos parámetros relacionados con el tiempo de reverberación son la calidez acústica BR y el brillo Br. Estos parámetros nos dan una idea de la respuesta del recinto a bajas y altas frecuencias.

CALIDEZ ACÚSTICA, BR

La calidez acústica de un recinto BR, *Bass Ratio,* se define:

$$BR = \frac{T_{125} + T_{250}}{T_{500} + T_{1000}} \qquad [11.44]$$

Es una medida de la respuesta del recinto a bajas frecuencias. Para salas de música con tiempo de reverberación alto se prefiere BR entre 1,1 a 1,25, para salas con T_{60} menor o igual a 1,8 se prefiere BR entre 1,1 y 1,45. Una sala con BR menor que 1 está falta de calidez acústica. Para la música el valor óptimo de la calidez acústica es 1,2 y en teatros un poco superior a 1.

$$1{,}1 \leq BR_{opt} \leq 1{,}25 \text{ para } T_{60} > 1{,}8 \text{ s}$$
$$1{,}1 \leq BR_{opt} \leq 1{,}45 \text{ para } T_{60} < 1{,}8 \text{ s}$$

BRILLO, Br

Se define:

$$Br = \frac{T_{2000} + T_{4000}}{T_{500} + T_{1000}} \qquad [11.45]$$

El que la acústica de un recinto sea de brillante indica que es clara y rica en armónicos de altas frecuencias. Tiene que ser lo más próximo a 1 y nunca menor de 0,8. Beranek recomienda para salas totalmente ocupadas, Br ≥ 087. En general el brillo es inferior a la unidad, pues debido a la absorción sonora del aire del recinto, el tiempo de reverberación es menor a frecuencias altas que a frecuencias medias.

En la tabla siguiente se muestran valores promedios del tiempo de reverberación a frecuencias medias propuestos por diferentes autores, según el uso del recinto.

Tipo de sala	$T_{60,med}$, s, sala ocupada
Aulas de enseñanza primaria y secundaria	0,5-0,8
Sala de conferencias; (volumen entre 100 y 10.000m^3)	0,7 – 1,2
Cines	0,8 – 1,2
Salas polivalentes	1,2 – 1,5
Teatros, (volumen entre 100 y 10.000 m^3) Teatro 1500 plazas Teatro 500 plazas	0,7 – 1,2 1,2 – 1,4 1,0 – 1,2
Teatros de opera	1,4 – 1,8
Salas de concierto: *música de cámara*	1,3 – 1,7
Salas de concierto: *música barroca y clásica*	1,6 - 1,8
Salas de concierto: *música sinfónica*	1,7 – 2,1
Iglesia/ catedral: *órgano y canto coral*	2,0 – 3,0
Recintos deportivos	1,0 – 3,0
Locutorio de radio	0,2 – 0,4

Otro parámetro acústico, muy útil para caracterizar la acústica de un recinto y que está relacionado con la reverberancia o sensación subjetiva de reverberación, es el *tiempo de caida inicial* (*EDT, Early Decay Time*), se mide por el mismo procedimiento que el tiempo de reverberación, es el tiempo que tardaría el nivel de presión acústica en disminuir su valor en 60 dB. La pendiente de la recta de regresión se calcula sobre la caída de 0 a -10 dB. El EDT está determinado por unas pocas reflexiones fuertes y aisladas, y por consiguiente, depende de forma importante de la posición de medida. Su valor está influenciado por la geometría del recinto. En general, en los recintos los valores medidos del EDT son inferiores a los valores del T_{60}.

11.11.- VOLUMEN DEL RECINTO EN FUNCIÓN DEL USO

Para obtener unas condiciones óptimas de audición es esencial que el recinto tenga un volumen adecuado de acuerdo con su uso. La absorción acústica en un recinto depende en un porcentaje muy alto del número de personas que ocupan el recinto. El volumen del recinto es función del número de ocupantes. Se considera que el volumen por persona depende del uso del recinto, siendo habituales en la bibliografía especializada los siguientes valores:

Volumen por asiento, m^3 /persona		
Tipo de recinto	Mínimo	Máximo
Salas de conciertos	6,5	10
Salas de opera	5,0	8
Salas multifuncionales	5,5	8,5
Teatros	4,0	6,0
Iglesias	5,7	11,9
Cines	4,5	6,0
Aulas	3	5

En las tablas siguientes se muestran algunos datos gemétricos de algunas salas de concierto y opera, sus tiempos de reverberación medios y el EDT.

Datos acústicos sobre algunas salas de opera

SALA	Volumen, m^3	Nº de asientos	Vol/asiento m^3	T_{60}(med),s s. ocupada	EDT,s s. vacía
Staatoper, Viena	11.600	1.709	6,7	1,3	1,4
La Scala, Milan	11000	2.290	4,8	1,2	1,2
Neues Festspielhaus, Salzburgo	14.000	2.158	6,4	1,5	1,9
Opera Bastille, Paris	21.000	2.700	7,7	1,55	1,6
Royal Opera House, Londres	12.250	2.120	5,7	1,1	1,05
Metropolitan Opera House, N. York	25.000	3.800	6,5	1,8	2,25

Datos acústicos sobre algunas salas de concierto

SALA	Volumen, m^3	Nº de asientos	Vol/asiento m^3	T_{60}(med), s	EDT, s
Grosser Musikvereinssaal, Viena	15.000	1,680	8,9	2,0	3,0
Symphony Hall, Boston	18.800	2630	7,1	1,85	2,4
Concertgebouw, Amsterdam	19.000	2.050	9,2	2,0	2,6
Concert Hall De Doelen, Rotterdam	27.000	2.230	12,1	2,1	2,3
Sidney Opera House, Concert Hall	24.600	2.680	9,1	2,2	2,2
Neues Gewandhaus, Leipzig	21.000	1.900	11,0	2,0	-
Neue Philharmonie, Berlín	24.500	2.230	10,9	1,95	2,1
Town Hall, Christchurch, N. Zelanda	20.500	2.660	7,7	2,1	2,0
Segerstrom Hall, Costa Mesa	27.800	2.903	9,5	1,6	2,2

11.12.- LOS ORÍGENES DE LA ACÚSTICA ARQUITECTÓNICA MODERNA

En 1895, el rector de la Universidad de Harvard, le encargo al profesor de física Wallace Clement Sabine que intentase corregir la deplorable acústica del salón de actos del Fog Art Museum. Durante dos años Sabine investigó la acústica del recinto utilizando como fuente de sonido tubos de órgano, butacas que le prestaron de un teatro próximo (Saunders) y un cronómetro. Con los datos obtenidos dedujo su fórmula del tiempo de reverberación. W. Sabine hizo correcciones acústicas en la sala en 1898. En 1912 se redujo el tamaño de la sala, pasando de 400 asientos a 200. En 1927 el Fogg Art Museum se traslado a otro edificio, y a esta sala se le llamó Hunt Hall, siendo parte del Departamento de Arquitectura de Harvard. En 1972 se colocó un tornavoz sobre el estrado. La sala fue demolida en 1973.

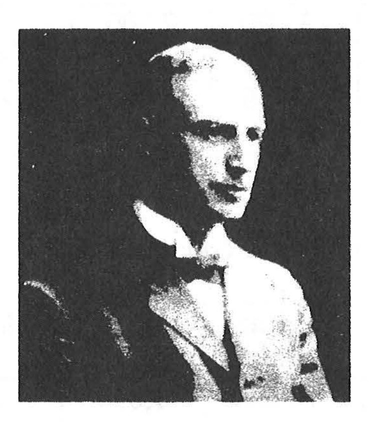


Figura 11.10: W. C. Sabine, 1906

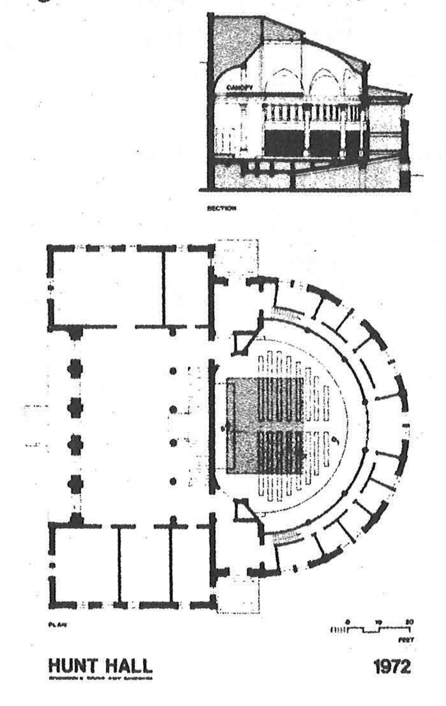


Figura 11.11: Salón de actos del Fog Art Museum.

Posteriormente los arquitectos Charles McKim, Mead y White le encargarón el estudio acústico para el Boston Symphony Hall, donde utilizó por primera vez su fórmula del tiempo de reverberación.

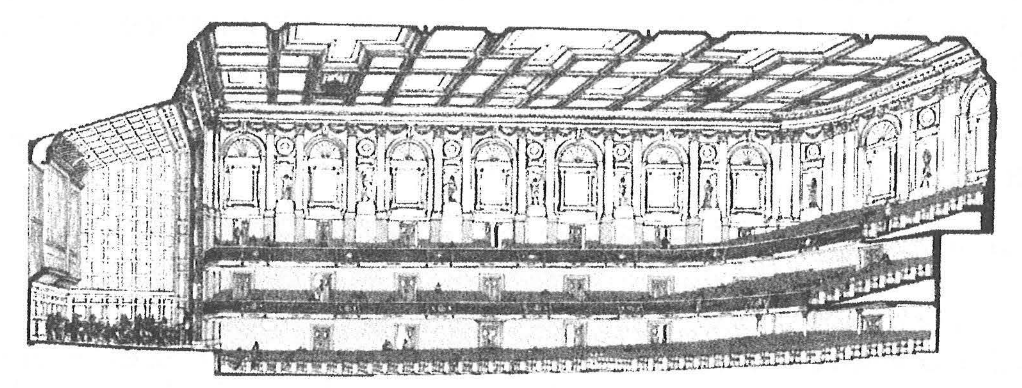
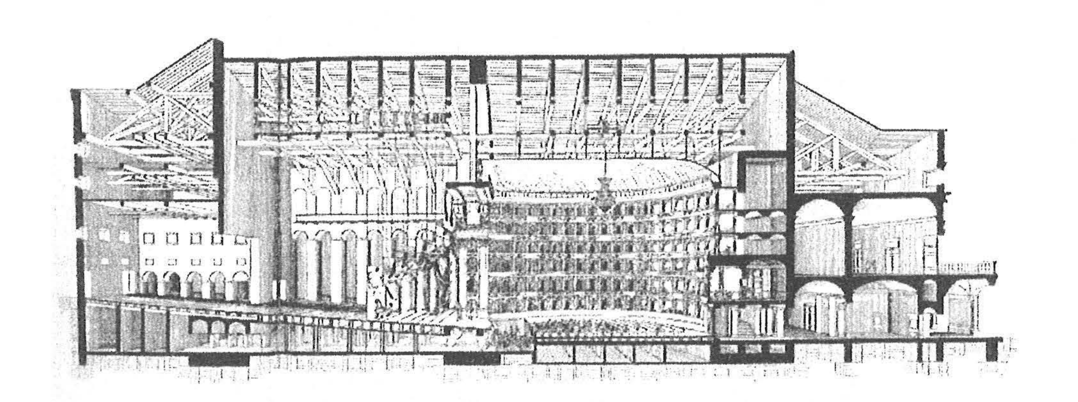
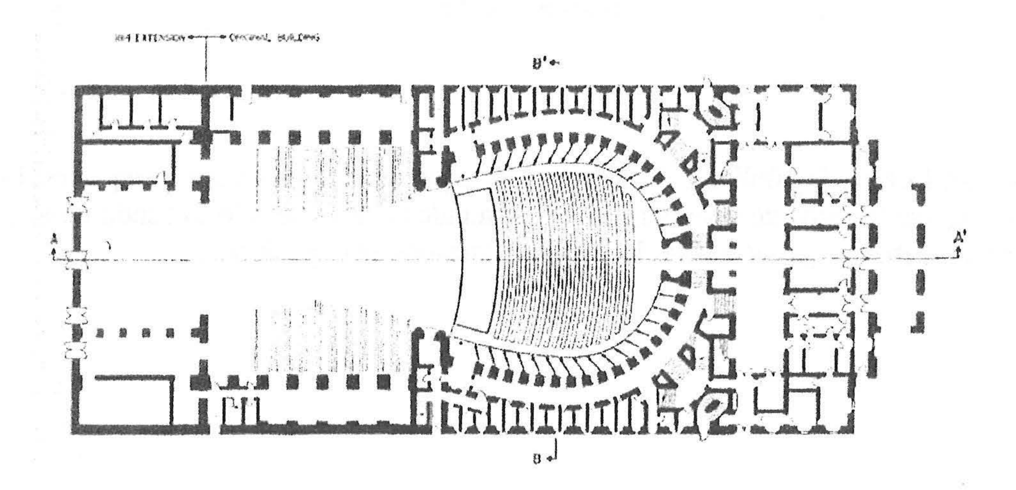


Figura: Sección de la Boston Symphony Hall

EJEMPLO DE TEATRO DE OPERA.





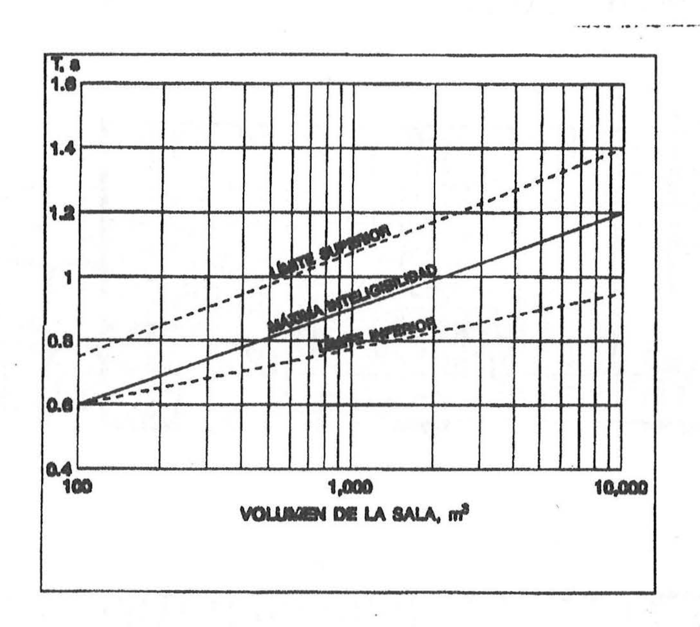
Teatro la Scala, Milan. (Giuseppe Piermarini, 1788).
Reconstruido despues de la segunda guera mundial.

11.13.- LA ORDENANZA GENERAL DE PROTECCIÓN DEL MEDIO AMBIENTE URBANO DE MADRID Y EL TIEMPO DE REVERBERACIÓN EN LOS RECINTOS

Se reproduce el texto de la Ordenanza aprobada en el Boletín Oficial de la Comunidad de Madrid el 9.9.2001.

ANEXO II.4: Condiciones acústicas de recintos

1.- Los recintos destinados a docencia, con independencia del cumplimiento del articulado general de la presente Ordenanza, en relación con el nivel sonoro existente en los mismos, deberán ajustar su tiempo de reverberación T, determinado por el valor medio de los tiempos de reverberación en las bandas de tercio de octavas centradas en 500, 630, 800 y 1.000 Hz, lo más posible a la recta de máxima inteligibilidad y, en ningún caso, superar los valores límites indicados en el gráfico siguiente:

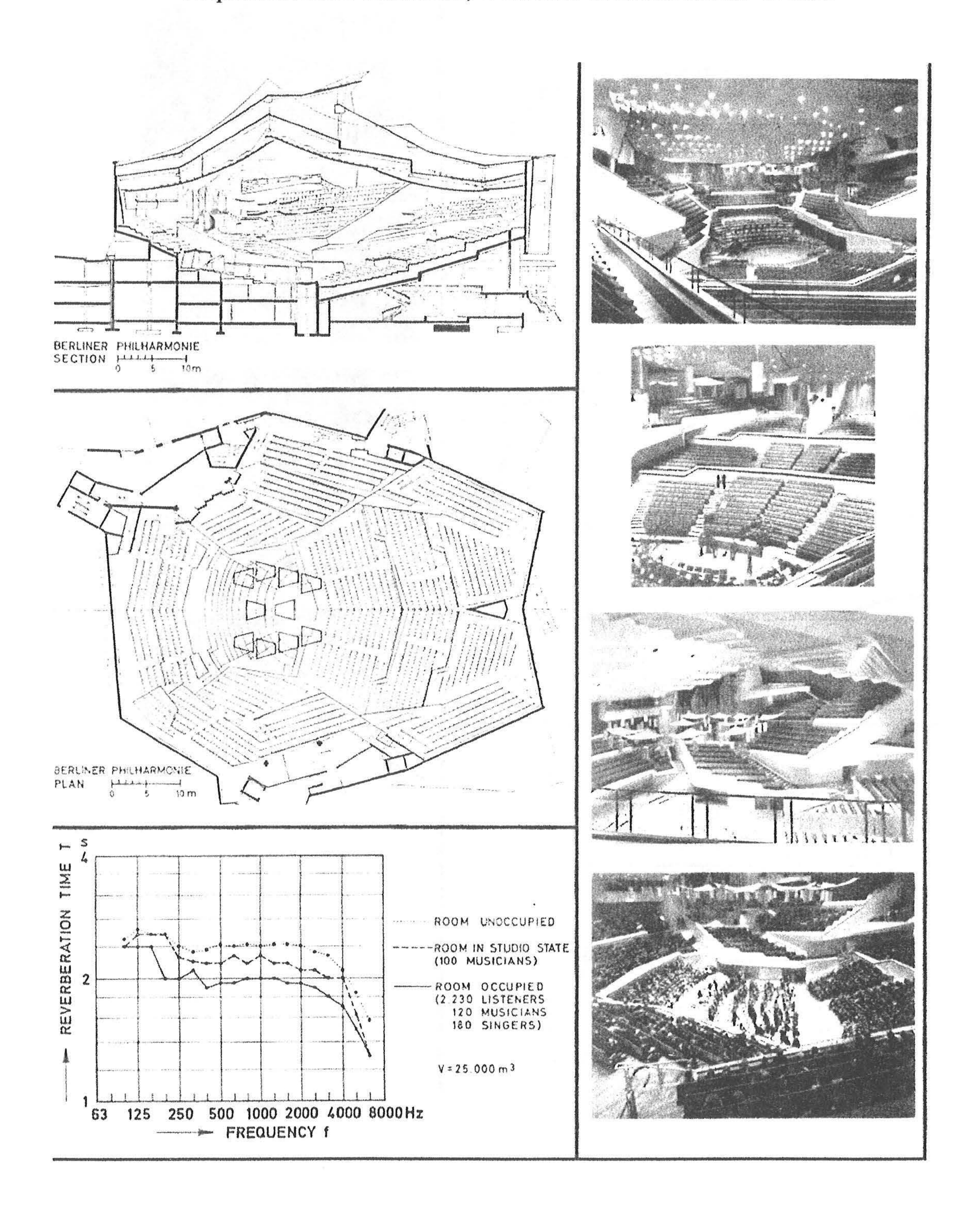


2.- Para locales de pública concurrencia, sin equipos de reproducción/amplificación de música, sus tiempos de reverberación T, obtenidos conforme a lo indicado en el punto anterior, deberán ajustarse entre los límites indicados en el gráfico

11.14.- EJEMPLOS DE SALAS DE CONCIERTO

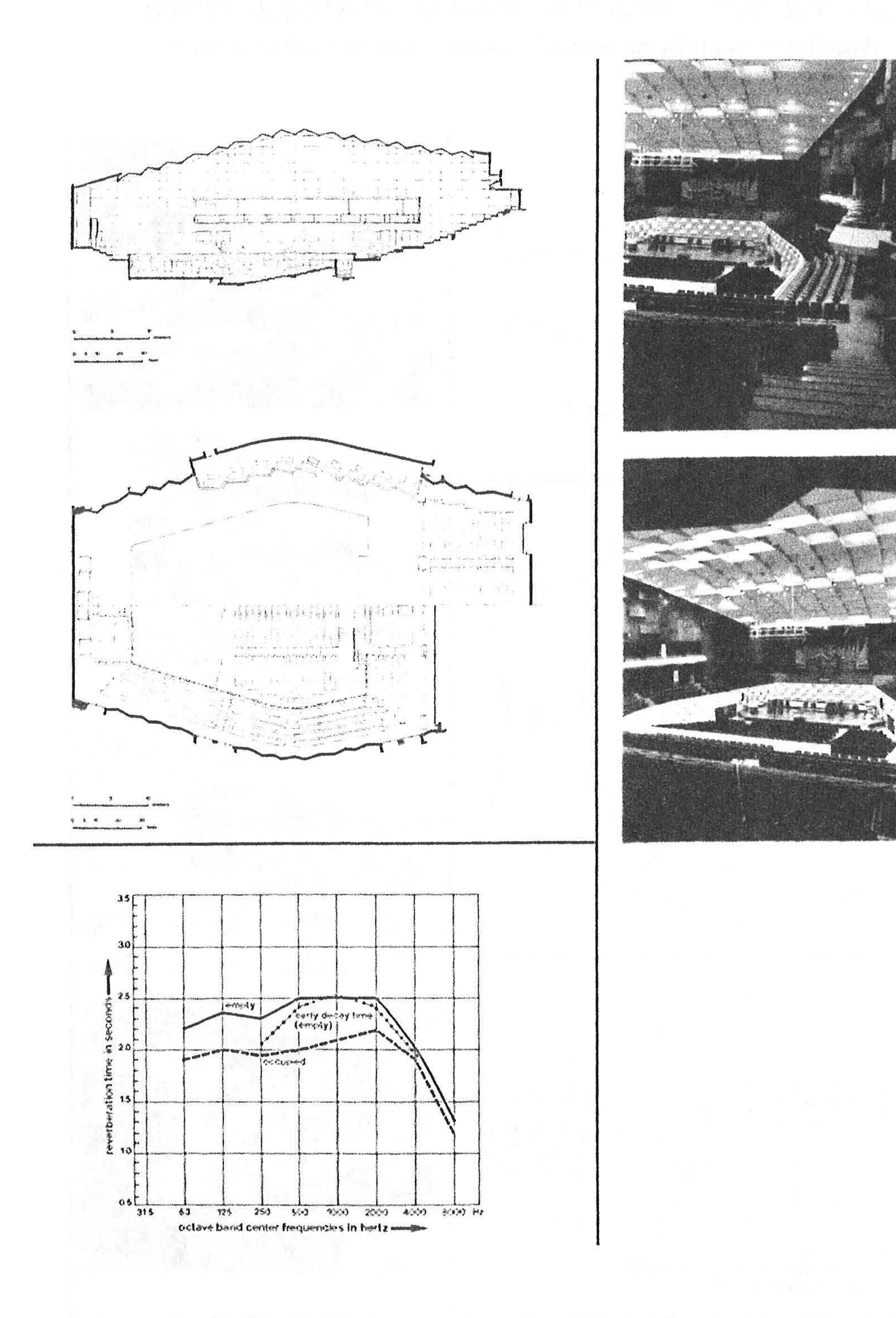
a) *BERLINER PHILHARMONIE, BERLÍN, ALEMANIA (1963).*

Arquitecto: Hans Scharoum, Consultor acústico: Lothar Cremer



b) *CONCERT HALL DE DOELEN, ROTTERDAM, HOLANDA* (1966).

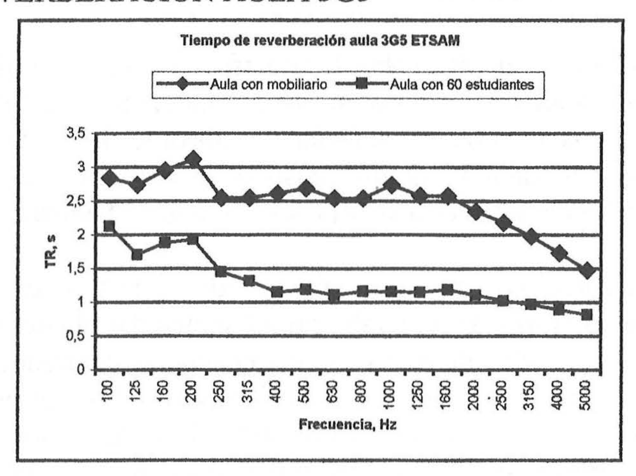
Arquitectos : Kraaijvanger, Fledderus; Consultores acústicos: Kosten, Lange



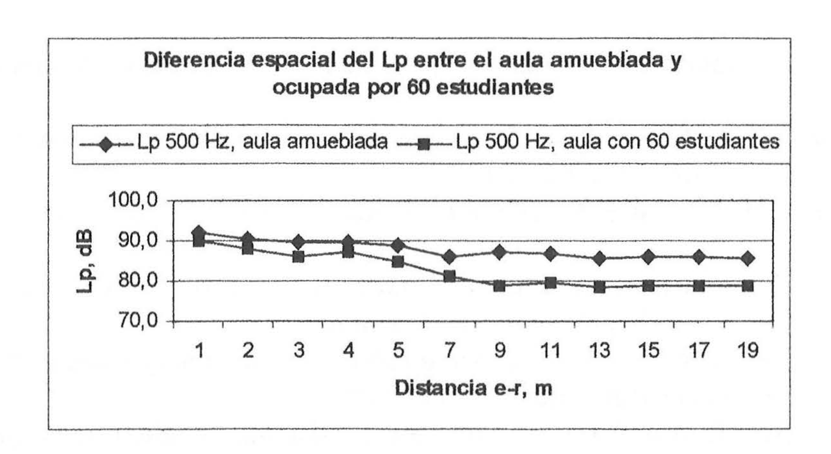
11.15.- EJEMPLO PRÁCTICO DE PARÁMETROS ACÚSTICOS MEDIDOS EN UN AULA DE LA ETSAM, UPM.

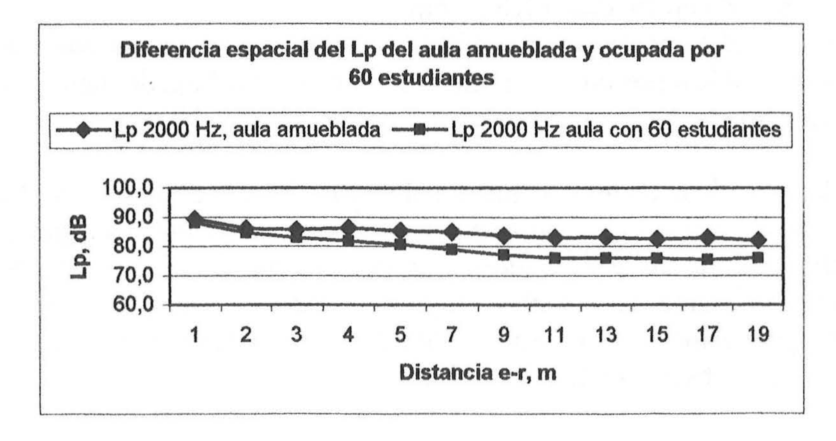
Se ha analizado el aula 3G5, como aplicación de lo estudiado en esta lección. El aula 3G5 de la ETSAM es aproximadamente un ortoedro de dimensiones 22,7x6,3x3,35 m^3. Se han realizado mediciones acústicas en el aula con mobiliario y posteriormente con 60 ocupantes, del tiempo de reverberación y del nivel de presión acústica. Los resultados obtenidos en bandas de tercio de octava se muestran en las gráficas siguientes.

- TIEMPO DE REVERBERACIÓN AULA 3G5



- DISTRIBUCIÓN DEL NIVEL DE PRESIÓN ACÚSTICA EN EL AULA 3G5





12 MATERIALES Y DISPOSITIVOS ABSORBENTES ACÚSTICOS.

12.1.- INTRODUCCIÓN

La absorción acústica en un recinto tiene un gran efecto sobre el campo acústico en el mismo y afecta de manera muy significativa a sus parámetros acústicos. Para controlar el campo acústico en un recinto en función de su uso, se suelen utilizar los materiales y dispositivos absorbentes acústicos. En ésta lección se estudia el comportamiento absorbente acústico de los más habituales.

Cuando las ondas acústicas inciden sobre la superficie de un material parte de la energía acústica es absorbida, transformándose en energía calorífica. La función básica de los materiales y dispositivos absorbentes acústicos es absorber la energía acústica, por ello son utilizados en el acondicionamiento acústico de recintos y en la mayoría de las aplicaciones en la ingeniería de control del ruido. Son absorbentes acústicos pasivos.

El coeficiente de absorción de un material depende de la frecuencia y del ángulo de incidencia de las ondas acústicas. Los fabricantes suelen dar el coeficiente de absorción de un material en seis bandas de octava con frecuencias centradas en 125, 250, 500, 1.000, 2.000 y 4.000 Hz. Estos valores se obtienen en laboratorios, en unas cámaras llamadas reverberantes a partir de la fórmula de Sabine del tiempo de reverberación. Los coeficientes de absorción de un material dependen de forma importante de su manera de montaje o instalación. Es muy aconsejable utilizar de forma correcta la información técnica del fabricante.

Existen distintos montajes normalizados para realizar los ensayos en laboratorio, por ejemplo:
Montaje tipo A, el material objeto de la prueba está colocado directamente encima de una superficie rígida, sin cámara de aire.
Montaje tipo B, el material está unido a un tablero de escayola con una cámara de aire de 2 cm.
Montaje tipo C-XX, el material está perforado y en la parte posterior tiene material absorbente sonoro, XX es la profundidad de la cámara.
Montaje tipo D-XX, el material está clavado sobre unos rastreles y estos a una superficie rígida, XX representa el espesor del rastrel en mm.
Montaje tipo E-XXX, el material está unido a un sistema metálico de suspensión, con una cámara de aire de profundidad XXX mm.
Montaje tipo F-XXX, Soportado por una hoja de metal reforzado con una cámara de aire detrás del metal. XXX representa el número de mm entre la hoja de metal y la superficie rígida que la soporta.

Los materiales acústicos comercializados sobre paredes o techos suelen clasificarse en baldosas o tableros acústicos, techos acústicos y montajes acústicos especiales. Dentro de estos últimos están los *absorbentes suspendidos*, que se cuelgan del techo de los recintos individualmente en aquellos lugares donde no es posible un tratamiento convencional, para estos absorbentes suspendidos, el fabricante nos indica el número de sabines métricos de absorción de cada unidad.

Los productos disponibles en el mercado varían ampliamente en composición, características absorbentes, limpieza, comportamiento ante el fuego, terminado superficial, posibilidad de ser repintados, reflexión de la luz, forma de montaje, etc.

Al seleccionar un material acústico, aparte de sus características absorbentes acústicas, hay que tener en cuenta otras propiedades como son: resistencia mecánica, comportamiento ante el fuego, estabilidad dimensional, reflectancia, coste, mantenimiento, peso, montaje, etc.

12.2.- MATERIALES Y DISPOSITIVOS ABSORBENTES ACÚSTICOS

Se acostumbra a clasificarlos de acuerdo con los procesos y mecanismos de degradación de la energía acústica, una clasificación puede ser la siguiente:

Absorbentes acústicos porosos, su estructura es granular o fibrosa, pueden ser de *esqueleto rígido o elástico.* En la absorción de estos materiales influye de forma importante el espesor del material y la distancia entre este y la superficie rígida de apoyo.

Absorbentes acústicos resonadores, pueden ser *simples y acoplados.*
Los *simples* pueden a su vez subdividirse en *tipo Helmholtz, de membrana* (que a su vez pueden ser *propiamente membranas* o de *tipo Bekesy*), y *paneles* (trasdosados y suspendidos).
Los resonadores *acoplados* pueden estar en *serie* y en *paralelo (paneles perforados*, con perforaciones circulares, en rejilla, etc.)

La gran mayoría de los dispositivos absorbentes sonoros comercializados son combinación de los dos anteriores, *absorbentes sonoros mixtos.*

Existen absorbentes acústicos que varían gradualmente sus características absorbentes, **absorbentes anecoicos.**

Algunos materiales absorbentes acústicos se utilizan formando superficies continuas, en forma de morteros acústicos. Se aplican húmedos con paleta o pistola. Suelen estar formados de materiales fibrosos, orgánicos o no y un aglutinante.

En la práctica los materiales ó dispositivos acústicos absorbentes más utilizados son los materiales porosos, los paneles absorbentes y los resonadores de Helmholtz, o combinaciones de ellos.

12.3- MATERIALES POROSOS

Están constituidos por una estructura sólida, rígida o flexible, recorrida por poros irregulares comunicados entre sí y con el exterior. Las dimensiones de los poros son mucho menores que la longitud de las ondas acústicas, generalmente inferiores a 1 mm. Las ondas acústicas penetran fácilmente en el material y ponen en vibración a las moléculas del aire de los poros. Las vibraciones son amortiguadas por la viscosidad del aire y por la perdida de energía calorífica en la estructura del material, de esta forma

disminuye la energía acústica. A altas frecuencias aumentan las perdidas de energía sonora por rozamiento.

Ejemplos de materiales porosos absorbentes son las fibras de vidrio, minerales y orgánicas, espumas plásticas, metales porosos y cerámicos. etc.

Existen una serie de parámetros físicos relevantes en la absorción acústica de los materiales porosos. Estos son: la porosidad, la resistividad al flujo de aire, la tortuosidad y los factores de forma dinámico y de flujo uniforme.

Porosidad

La porosidad, H, se define como el cociente entre el volumen ocupado por los poros, en nuestro caso el aire, y el volumen total. Se puede expresar la porosidad en términos de las densidades del aire, ρ_a , y del medio poroso, ρ_m.

$$H = 1 - \frac{\rho_a}{\rho_m} \qquad [12.1]$$

En los materiales porosos utilizados habitualmente como absorbentes, los valores de la porosidad varían entre el 90 y el 98%. Existen diversos métodos para medir la porosidad

Resistencia de flujo

El rozamiento con la superficie de las fibras o partículas que forman la estructura porosa actúa como una resistencia acústica cuyo valor es función de la resistencia del material al flujo de aire directo. *La resistencia al flujo de aire* es la relación entre la diferencia de presión a través de una muestra de material y el caudal volumétrico de aire que la atraviesa. Se escribe:

$$R = \frac{\Delta p}{q_V} \qquad \text{Pa.s/m}^3 \qquad [12.2]$$

donde Δp es la diferencia de presión, en Pascales, entre ambos lados de la muestra y q_V es el caudal volumétrico que la atraviesa, en m^3/s.

Se define la *resistencia específica al flujo de aire*, R_S, por:

$$R_S = R.S \qquad \text{Pa.s/m} \qquad [12.3]$$

S es el área de la sección de la muestra, en m^2.

El caudal volumétrico, q_V está relacionado con la velocidad lineal del flujo de aire mediante la expresión: $u = \frac{q_V}{S}$, donde u es la velocidad lineal del flujo de aire, en m/s, y S es la sección de la muestra, en m^2.

El valor óptimo de la resistencia al flujo es función de la frecuencia, espesor del material y forma de montaje. Su valor ha de estar entre ciertos límites para que la absorción sea la máxima posible, pues si la resistencia es muy alta las ondas acústicas penetran difícilmente, y si es muy baja el rozamiento es muy pequeño. Esta magnitud no es una constante del material, pues depende del espesor de la muestra, una magnitud

independiente es la *resistividad al flujo de aire*, r, que es la característica física más importante de un material poroso. Si el material es homogéneo se define por:

$$r = \frac{R_S}{d} = \frac{\Delta p}{u.d} \quad \text{Pa.s.m}^{-2} \qquad [12.4]$$

Para un material poroso, la resistividad al flujo de aire depende principalmente de la densidad y del tamaño de la fibra. Puede ser considerada independiente de la velocidad del flujo de aire únicamente a bajas velocidades, al aumentar estas, r aumenta, no existiendo una relación lineal entre ellas. En un material poroso fibroso, las fibras del material generalmente están situadas paralelas a la superficie del material. La resistividad al flujo en la dirección perpendicular a la superficie es mayor que en la dirección paralela a ella. La figura 12.1 muestra la resistividad al flujo del aire en función de la densidad de algunos materiales.

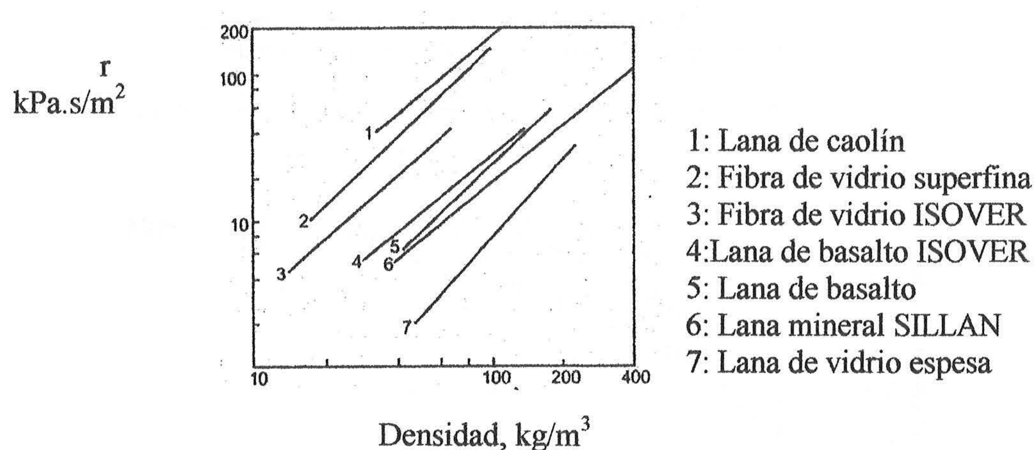


Figura 12.1: Resistividad al flujo del aire, r, en algunos materiales en función de la densidad.

Existen materiales con poros cerrados, no comunicados entre sí y el exterior, que no son buenos absorbentes acústicos, aunque son eficientes aislantes térmicos.

Desde el punto de vista de la absorción acústica, existen diferencias entre los materiales porosos absorbentes de estructura flexible y rígida. En los primeros, lanas minerales, espumas, cartones porosos, etc, la absorción aumenta con la frecuencia, mientras que los segundos, piedras porosas, placas microperforadas, etc, el coeficiente de absorción puede variar significativamente, particularmente a bajas frecuencias.

Diferentes autores han intentado establecer modelos que permitan explicar el comportamiento de estos materiales, pero las leyes son demasiado complejas. Un repaso de los modelos utilizados puede encontrarse en dos trabajos realizados por Attenborough. Unos parámetros experimentales de uso general son los propuestos por Delany y Bazley.

Los materiales porosos también absorben energía acústica por la reflexión difusa que producen las capas superficiales del material poroso, la reflexión difusa no está influenciada por el espesor del material. El acabado superficial del material absorbente poroso puede modificar de forma importante sus características absorbentes.

Los materiales porosos suelen utilizarse para el control del sonido reverberante en un recinto, atenuar el sonido que se propaga por tuberías y aumentar el aislamiento al ruido aéreo al introducirlo como relleno entre paredes.

12.3.1 **Influencia del espesor del material poroso**

El espesor del material poroso influye de forma muy importante en la mejora de la absorción acústica. Cuando el espesor del material aumenta, el coeficiente de absorción sonora se incrementa a más bajas frecuencias. La figura 12.2 muestra el efecto sobre el coeficiente de absorción acústica de la variación del espesor de un material absorbente poroso, colocado directamente sobre una pared rígida. Los ensayos se realizaron de acuerdo con la ISO, R-354.

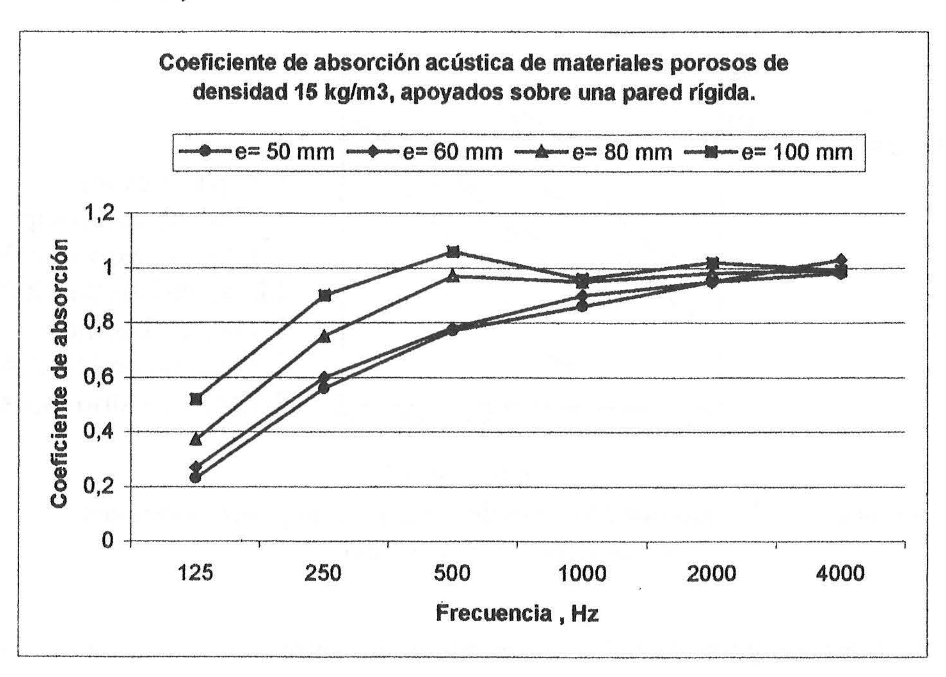


Figura12.2: Dependencia del coeficiente de absorción sonora α_S de un material poroso apoyado sobre una superficie rígida impermeable con el espesor del material

12.3.2 **Efecto de una cámara de aire detrás del material absorbente**

El coeficiente de absorción acústica de un material poroso varía ampliamente según como este colocado. La existencia de una cámara de aire entre el material poroso y una pared rígida e impermeable, aumenta significativamente la absorción sonora a bajas frecuencias. La figura 12.3 muestra este efecto en el caso de un absorbente acústico de fibra de vidrio de 25 mm de espesor a diferentes distancias de una pared rígida impermeable.

12.3.3 **Efecto de la densidad del material absorbente**

La figura 12.4 muestra el pequeño efecto que sobre el coeficiente de absorción sonora ejerce la densidad del material absorbente. Los resultados se han obtenido según la

Norma ISO R-354, para una muestra de material de lana de roca de espesor 5 cm y varias densidades, colocado sobre una superficie rígida impermeable.

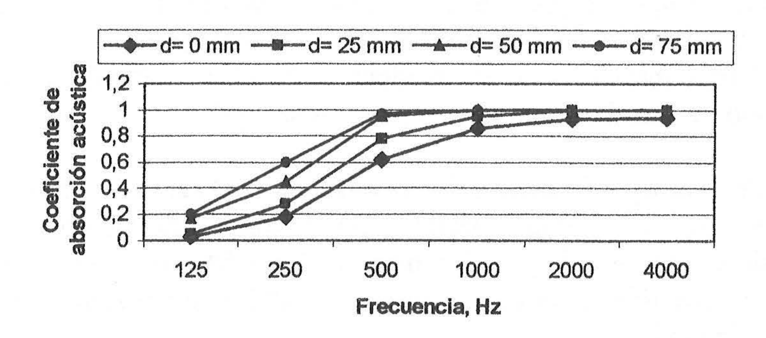


Figura 12.3: Efecto de una cámara de aire detrás del material absorbente

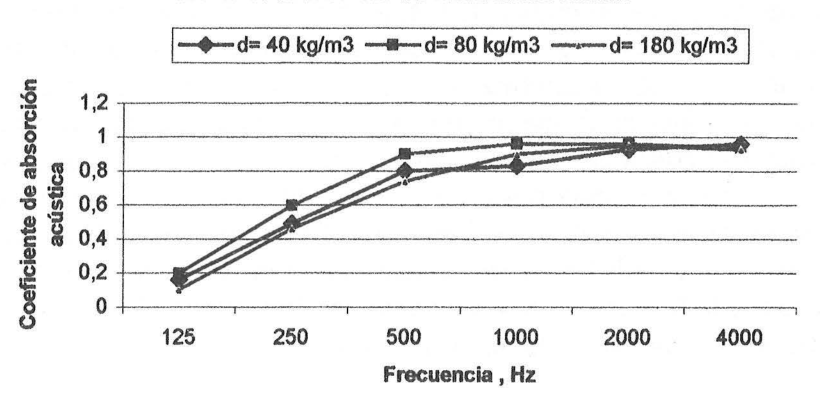


Figura 12.4: Efecto de la densidad del material absorbente

La figura 12.5 nos muestra el comportamiento absorbente a incidencia normal de un material poroso, sílice de espesor 8 cm, recubierto por una membrana de cuero y sin recubrir.

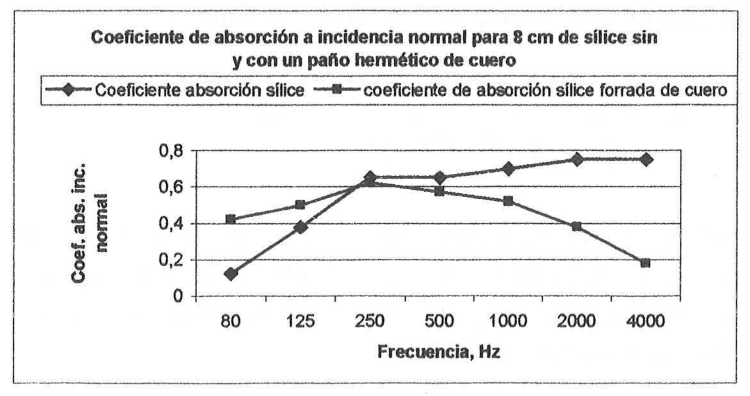


Figura 12.5: Efecto de una membrana sobre un material absorbente sonoro.

12.4 DISPOSITIVOS ABSORBENTES ACÚSTICOS TIPO PANEL

Los dispositivos absorbentes tipo panel, están constituidos básicamente, por una superficie de algún material impermeable al aire, fijado a una distancia de una superficie rígida, quedando una cavidad hermética entre ambas. Un ejemplo típico de estos dispositivos es un tablero contrachapado de madera o de otro material, clavado o encolado sobre un bastidor, a una distancia de una superficie rígida.

La absorción acústica de este tipo de dispositivos, se fundamenta en el hecho de que cuando una onda acústica incide sobre la superficie, esta vibra de acuerdo con la causa que la excita, originándose un movimiento vibratorio en el que hay una transformación de la energía acústica en calorífica, debido a diversas perdidas por rozamiento en la estructura y en el aire de la cavidad.

Los absorbentes acústicos tipo panel o diafragmas, se suelen clasificar en dos grupos: las placas y las membranas, según se tenga o no en cuenta la rigidez del panel. El análisis teórico del comportamiento de un panel cuando inciden sobre él las ondas acústicas es complicado, pues depende de muchos factores: factor de perdidas del material, formas geométrica y de colocación, ángulo de incidencia del sonido, posición de las fuentes sonoras, etc. Por ello, el coeficiente de absorción acústica de este tipo de dispositivos absorbentes se determina en la práctica mediante modelos muy simplificados, que muestran de forma aproximada su comportamiento absorbente. Las hipótesis habituales son considerar que el panel vibra sin deformarse y que la cavidad entre el panel y la superficie rígida posterior es hermética, no se consideran la rigidez del panel, sus dimensiones geométricas y forma de colocación. El conjunto formado por el tablero y el aire de la cavidad posterior actúan como un sistema masa-muelle. Con estas simplificaciones, la frecuencia de resonancia del dispositivo a la cual su absorción sonora es máxima, se obtiene mediante la expresión empírica:

$$f_r = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{\rho c^2}{me}} = \frac{60}{\sqrt{me}} \text{ Hz} \qquad [12.5]$$

m es la masa del panel por unidad de superficie en kg/m^2,e es la profundidad de la cámara de aire en m, c es la velocidad de propagación del sonido en el aire y ρ la densidad del aire en kg/m^3.

Una expresión sencilla que tiene en cuenta la radiación del panel es:

$$f_r = \frac{60}{\sqrt{(\rho_m.h + 0{,}6\sqrt{a.b}).e}} \quad Hz \qquad [12.6]$$

ρ_m es la densidad del panel en kg/m^3, h su espesor en m, a y b, largo y ancho del panel rectangular. El valor de la frecuencia de resonancia obtenido mediante la expresión anterior, está comprendido entre los que se obtendrían al tener en cuenta la rigidez del panel en las situaciones de apoyado y encastrado.

La figura 12.6 muestra los esquemas de un dispositivo absorbente tipo panel y su equivalente mecánico.

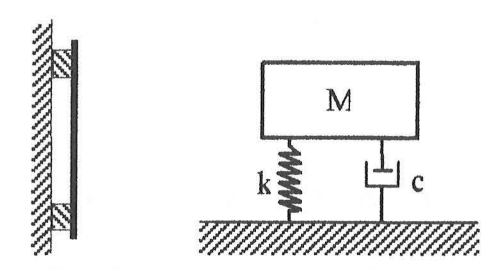


Figura 12.6: Equivalente mecánico de un resonador de tipo panel.

La construcción de dispositivos absorbentes tipo panel es útil cuando se necesita aumentar la absorción a bajas frecuencias. Para frecuencias superiores a 500 Hz su construcción es más costosa que la utilización de otros materiales o dispositivos absorbentes.

Los dispositivos absorbentes acústicos de tipo panel tienen un coeficiente de absorción sonora pequeño, además si los paneles son rígidos, estos son muy selectivos.

La colocación de material absorbente en la cámara de aire, encolado o no, aumenta de forma apreciable el coeficiente de absorción del dispositivo y lo hace menos selectivo. La figura 12.7 muestra el coeficiente de absorción acústica para un panel de madera contrachapada de densidad de masa superficial m= 2 kg/m^2 y distintos espesores de la cavidad sin y con material poroso, de 25 mm de espesor en la misma.

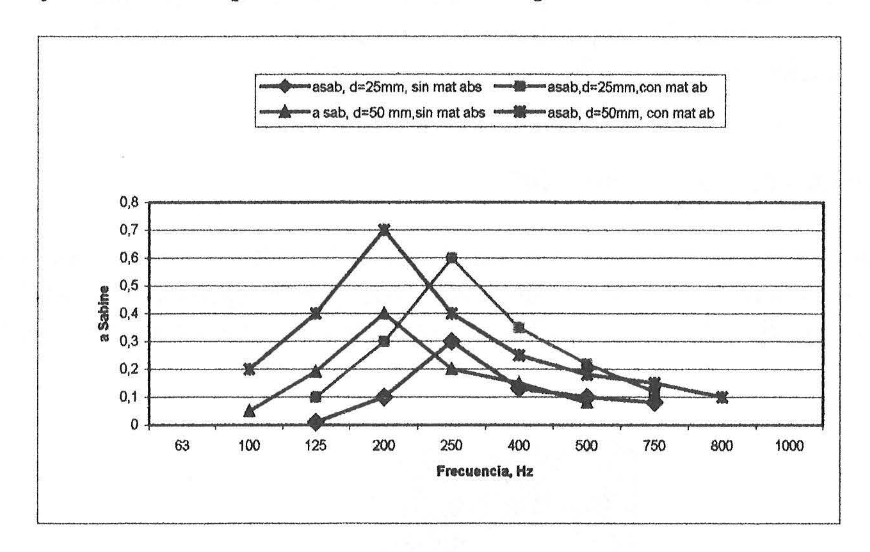


Figura 12.7: Coeficientes de absorción acústica de un tablero contrachapado con y sin material absorbente en la cavidad.

Si la profundidad de la cámara es muy grande, el fenómeno de absorción sonora del panel está gobernado por la rigidez del mismo, y en este caso para un panel rectangular apoyado de largo a, ancho b y espesor h, la frecuencia fundamental de resonancia viene dada por la expresión:

$$f_r = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2}\right) \cdot \frac{E.h^2}{12(1-\nu).\rho_m}} \quad Hz \qquad [12.7]$$

donde E es el módulo de Young, ν el coeficiente de Poisson y ρ_m es la densidad del panel.

Los paneles pueden combinarse de diferentes formas para tratar de la manera más adecuada a cada caso particular las regiones del espectro sonoro, por ejemplo como paneles yuxtapuestos en un mismo plano, superpuestos en dos planos paralelos, etc.

12.5 RESONADORES DE HELMHOLTZ O CAVIDADES RESONANTES

El estudio de las cavidades acústicas resonantes fue iniciado por Helmholtz y Rayleigh y ha sido seguido por numerosas investigaciones sobre el tema. Este tipo de dispositivos absorbentes acústicos se utilizaron en épocas anteriores a los trabajos de Helmholtz. Se han hallado en teatros al aire libre de las épocas clásicas de Grecia y Roma, y en algunas iglesias medievales del norte de Europa.

Un resonador acústico de Helmholtz consiste en una cavidad llena de aire que comunica con el exterior mediante un conducto (cuello). Absorben energía acústica alrededor de una determinada frecuencia de resonancia, que es función de las características geométricas del resonador. Cuando las ondas acústicas inciden sobre el resonador, ponen en movimiento el aire del cuello, que comprime y expande el aire de la cavidad. Debido al rozamiento con las paredes del cuello, parte de la energía acústica se disipa en forma de calor, esta perdida de energía se puede aumentar introduciendo un material poroso muy ligero en la boca del cuello, o un material absorbente en la cavidad.

El principio de absorción acústica por resonancia de Helmholtz puede ser aplicado básicamente a tres tipos de dispositivos o combinaciones de ellos: los resonadores aislados, los paneles perforados y los resonadores alveolados.

12.5.1 Resonador aislado en pared infinita

Desde un punto de vista acústico los resonadores de Helmholtz pueden caracterizarse a partir de tres magnitudes: el volumen de la cavidad, V, la longitud del cuello, l, y el área lateral del cuello S. En la figura 12.8 se muestra un esquema de un resonador de Helmholtz.

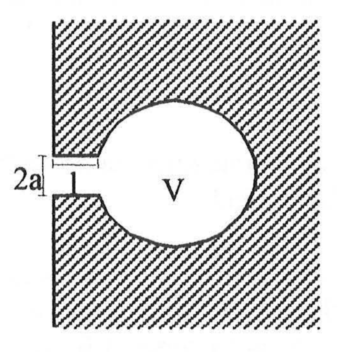


Figura 12.8: Esquema de un resonador aislado de Helmholtz.

Los resonadores de Helmholtz son muy selectivos, la máxima absorción la presentan a la frecuencia de resonancia del sistema. Para el caso de un resonador aislado encastrado, de cuello cilíndrico de radio a, esta se calcula mediante la expresión:

$$f_r = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{S}{V(l+1{,}6a)}} \quad Hz \qquad [12.8]$$

donde: c, es la velocidad del sonido en el aire. Las unidades de todas las magnitudes físicas son las del Sistema Internacional.

Los resonadores se pueden diseñar para actuar a cualquier frecuencia, es suficiente con analizar las dimensiones adecuadas. Generalmente son buenos absorbentes a bajas frecuencias. Su uso más habitual es el control del tiempo de reverberación de un recinto a bajas y medias frecuencias.

Se prueba teóricamente que la absorción sonora máxima de un resonador aislado es:

$$A = \frac{c^2}{4\pi . f_r^2} \quad m^2 \qquad [12.9]$$

La figura 12.9 muestra las características absorbentes sonoras de un resonador aislado con y sin material absorbente en la cavidad.

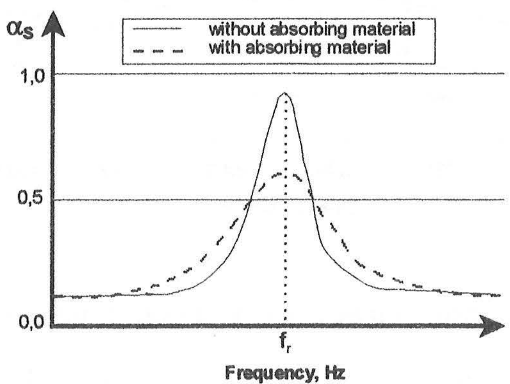


Figura 12.9: Características absorbentes de un resonador simple con y sin material absorbente en la cavidad.

12.5.2 Paneles perforados.

Los resonadores aislados son unos dispositivos absorbentes acústicos muy selectivos en su rango de frecuencia. Si se desea ampliar este, el uso de resonadores aislados no es rentable económicamente, por ello se utilizan los resonadores múltiples, estos consisten en un panel perforado, situado a una cierta distancia de una pared rígida. Actúan como una agrupación de resonadores, donde cada orificio equivale al cuello de un resonador, de longitud el espesor del panel, y volumen el cociente entre el volumen existente en la cámara de aire y el número de orificios. Los resonadores agrupados no son tan selectivos en su absorción. La colocación de material absorbente dentro de la cámara de aire aumenta de forma muy efectiva la absorción por encima y debajo de los valores de la frecuencia de resonancia. Las perforaciones suelen ser cilíndricas o de tipo ranura. La figura 12.10 muestra un esquema de un panel perforado.

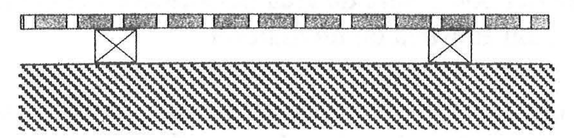


Figura 12.10: Perfil de un panel perforado.

En el caso de paneles con perforaciones cilíndricas, situados a una distancia d de la pared rígida y sin material absorbente sonoro en la cavidad, la frecuencia de resonancia del sistema se puede determinar mediante la expresión:

$$f_r = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{P}{d(l+1{,}6a)}} \quad Hz \qquad [12.10]$$

donde P es el coeficiente de perforación, la relación entre la suma de las áreas de las perforaciones y el área total del panel.

La figura 12.11 muestra las curvas del coeficiente de absorción acústica de varios tipos de paneles perforados con una cámara de 25 mm de espesor llena de lana de vidrio.

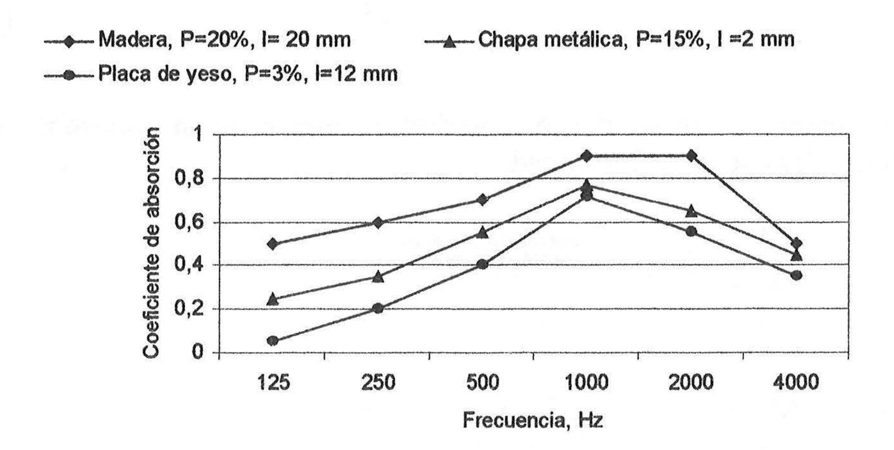


Figura 12.11: Coeficiente de absorción acústica α_S de varios paneles perforados.

El porcentaje de área perforada influye sobre el coeficiente de absorción acústica. La figura 12.12 muestra los resultados obtenidos para un panel de chapa metálica de espesor 2 mm, la cámara entre la chapa y la pared rígida es de 75 mm y está llena de lana mineral.

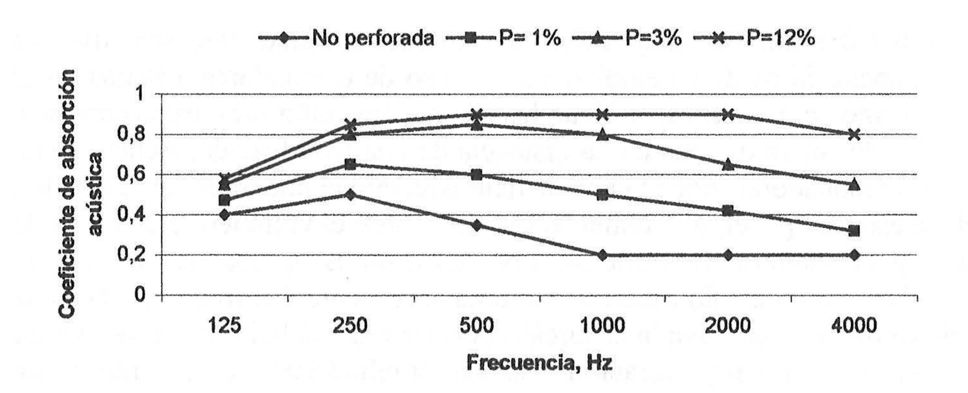


Figura 12.12: Efecto del porcentaje de área perforada en el coeficiente de absorción acústica de un material.

También es importante el efecto sobre el coeficiente de absorción acústica del espesor de la cámara de aire entre el panel perforado y la superficie rígida, a mayor espesor se incrementa de forma muy apreciable la absorción acústica a bajas frecuencias.

Paneles perforados con material poroso en la cavidad posterior.

Cuando se necesita una protección mecánica para un material absorbente acústico poroso, puede cubrirse con paneles de madera, plástico o metálicos. Si el área de las perforaciones es superior al 20%, la absorción acústica está completamente controlada por las propiedades del material poroso y el panel de revestimiento no produce ningún efecto en la absorción acústica. Si el área de las perforaciones es menor del 20%, entonces la frecuencia a la cual la absorción acústica es máxima puede ser calculada de forma aproximada, considerando al sistema como un conjunto de resonadores de Helmholtz asociados, mediante la expresión

$$f_{res} = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{P/100}{L\left[t + 1{,}7r(1 - 0{,}44\frac{r}{q})\right]}} \qquad [12.11]$$

P es el porcentaje de área abierta del panel.

L es la profundidad de la cámara posterior al panel, incluyendo al material poroso, en m.

t es el espesor del panel, en m.

r es el radio de las perforaciones, en m.

q es el espaciado entre huecos, en m.

Si el material poroso rellena completamente la cavidad, entonces la velocidad del sonido deberá ser remplazada por 0,85c.

Se debe cumplir que $\frac{fL}{c}\langle 0{,}1$, para que el error sea inferior al 15%.

En la figura 12.13 se muestran los resultados obtenidos por Davern, W, A.(1977).Perforated facing backed with porous materials as sound absorbers: an experimental study. Applied Acoustics, 10, 85-112.

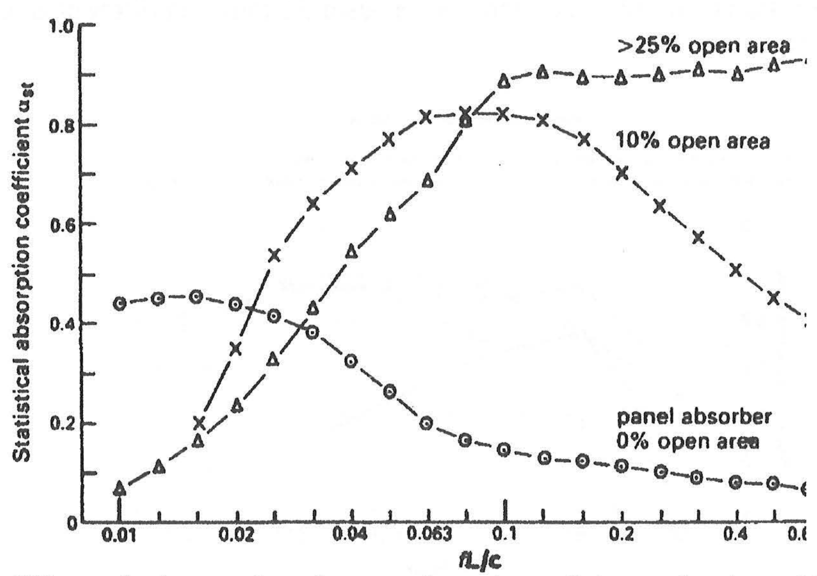


Figura 12.13: Efecto de las perforaciones sobre el coeficiente de absorción acústica sobre un panel perforado que en su parte posterior tiene material absorbente poroso. El panel tiene una densidad de masa superficial de 2,5 kg/m^2, espesor 3 mm. El absorbente poroso es de 50 mm de espesor.

12.6.- ABSORBENTES ACÚSTICOS PREFABRICADOS.

Los dispositivos absorbentes comercializados suelen clasificarse en baldosas o tableros, cubiertas y montajes especiales. Las baldosas y tableros se comercializan en diferentes dimensiones, con una gran variedad de composiciones, características superficiales y montajes, lo que origina diferentes coeficientes de absorción acústica, apariencia externa, comportamiento ante el fuego, reflexión de la luz, posibilidad de limpieza y repintado, etc.

El uso de dispositivos absorbentes acústicos prefabricados ofrece ventajas en cuanto que el fabricante garantiza su absorción acústica mediante ensayos de laboratorio, su instalación y mantenimiento son relativamente sencillas y económicas. Con una adecuada elección se pueden aunar la estética, seguridad y confort. Los catálogos comerciales y las páginas WEB contienen detallada información sobre sus características técnicas: dimensiones, espesores, decoración, comportamiento ante el fuego, absorción acústica, reflexión de la luz, resistencia a la humedad, resistencia mecánica, aislamiento térmico, comportamiento en ambiente microbiano, sistema de colocación, etc.

En algunas situaciones para mantener las propiedades de reflexión luminosa de las baldosas absorbentes acústicas, es necesario lavarlas o repintarlas. Es imprescindible el seguir las instrucciones del fabricante sobre las pinturas recomendadas y formas de aplicación. Una prueba sencilla para comprobar el efecto de la pintura sobre la absorción acústica es comparar la dificultad de que el aire atraviese la baldosa al soplar con la boca sobre ella, antes y después de pintarla.

La presencia de una cámara de aire detrás de los materiales absorbentes acústicos prefabricados, aumenta de forma significativa su absorción acústica a bajas frecuencias. La figura 12.14 muestra este comportamiento en el caso de techos suspendidos de baldosas absorbentes de fibra de vidrio de espesor 30 mm con diferentes revestimientos y alturas de cámara.

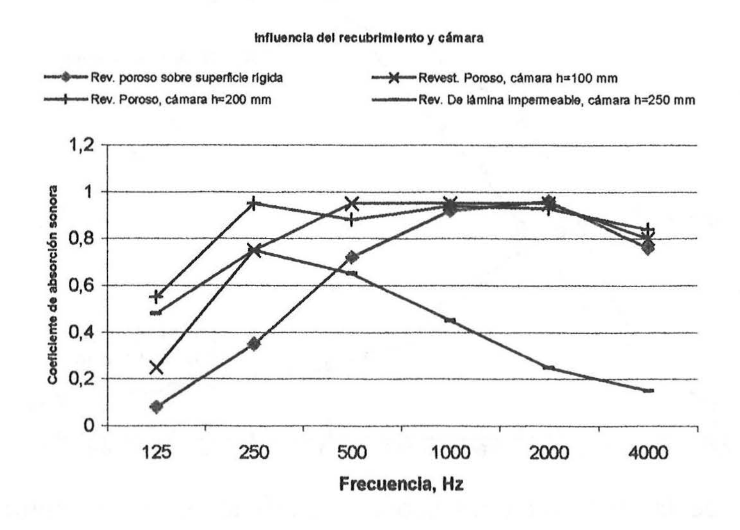


Figura 12.14: Influencia del revestimiento y altura de la cámara en un techo suspendido.

Las baldosas se fabrican en diferentes espesores y densidades. La figura 12.15 muestra los coeficientes de absorción acústica para tres espesores diferentes de un techo suspendido formado por baldosas rígidas de lana de roca, revestidas de un velo de vidrio por las dos caras.

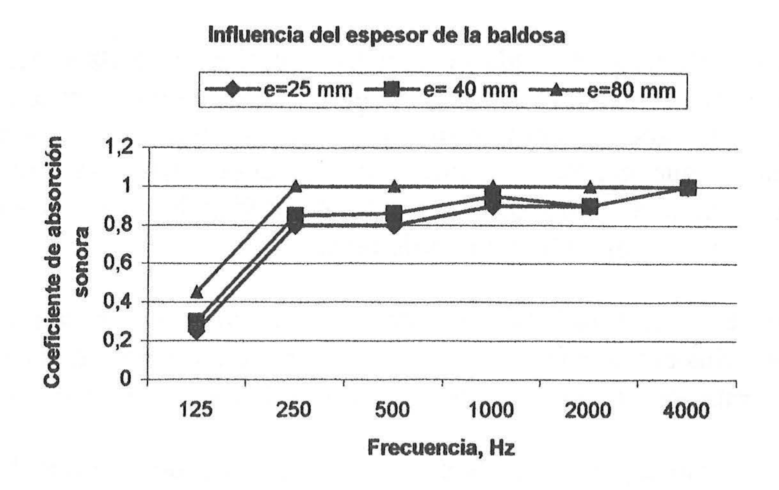


Figura 12.15: Influencia del espesor de la baldosa en función de la frecuencia.

12.7 DISPOSITIVOS ABSORBENTES ACÚSTICOS SUSPENDIDOS

Existen situaciones en las que los que no es posible el uso de dispositivos absorbentes acústicos convencionales o que se necesita una gran cantidad de absorción acústica en el recinto. En estos casos se utilizan los dispositivos absorbentes acústicos funcionales o suspendidos. Estos se cuelgan del techo de los recintos.

Se realizan en distintas configuraciones geométricas y pueden proporcionar una gran absorción acústica por unidad, esta varía según la colocación y proximidad a otras unidades. Los fabricantes aconsejan la forma más eficaz de colocación. La figura 12.16 muestra las curvas del área de absorción acústica equivalente de un absorbente funcional vertical en dos módulos diferentes.

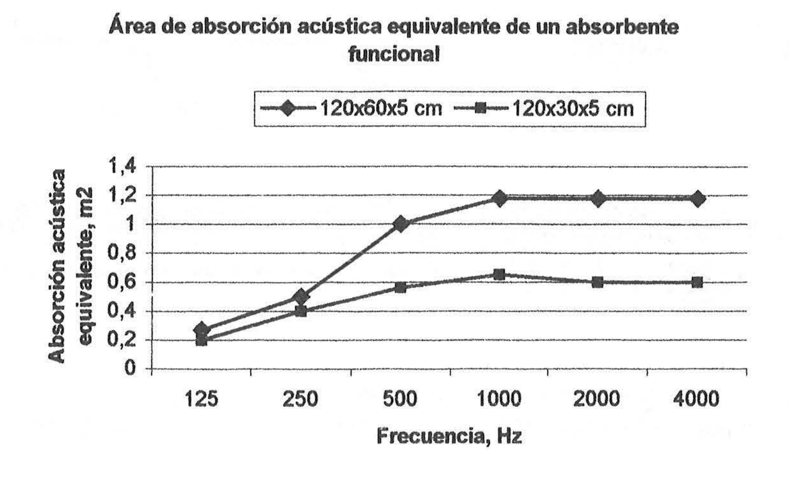


Figura 12.16: Absorción acústica equivalente de un absorbente funcional.

12.8.- CORTINAS, ALFOMBRAS Y DISPOSITIVOS ABSORBENTES VARIABLES

Las cortinas son dispositivos absorbentes acústicos de tipo poroso. Sus coeficientes de absorción acústica dependen de la resistencia al flujo de aire del material, de la distancia de las cortinas a la pared reflectante y del porcentaje de amplitud de la cortina (es el porcentaje en que la anchura del material supera a la anchura de la cortina colocada).

La distancia a la que una cortina está colgada frente a una superficie reflectante tiene un efecto importante sobre su coeficiente de absorción. Si mantenemos constante la distancia de la cortina a la pared y medimos su coeficiente de absorción a diferentes frecuencias, comprobamos que aparecen máximos en los coeficientes de absorción cuando la distancia es un número impar de cuartos de longitudes de onda, y mínimos cuando es un número par de cuartos de longitudes de onda.

Las alfombras son otros de los materiales de uso corriente que presentan características de absorbentes acústicos. Sus coeficientes de absorción acústica dependen de la altura y peso del pelo, del tipo y espesor del material soporte y del suelo sobre el que se apoyan.

En la Tabla 12.1 se indican algunos resultados experimentales de coeficientes de absorción acústica de cortinas y alfombras.

En el caso de un recinto con diferentes usos, los tiempos óptimos de reverberación y las condiciones acústicas son distintas para cada uno de ellos. En estos casos se pueden diseñar diversos elementos en donde variando su posición pueden aumentar o disminuir la absorción acústica del recinto. En la práctica requieren un mantenimiento adecuado y en muchos casos han sido desplazados por el control electrónico de la reverberación. La figura 12.17 muestra algunos ejemplos de dispositivos absorbentes variables.

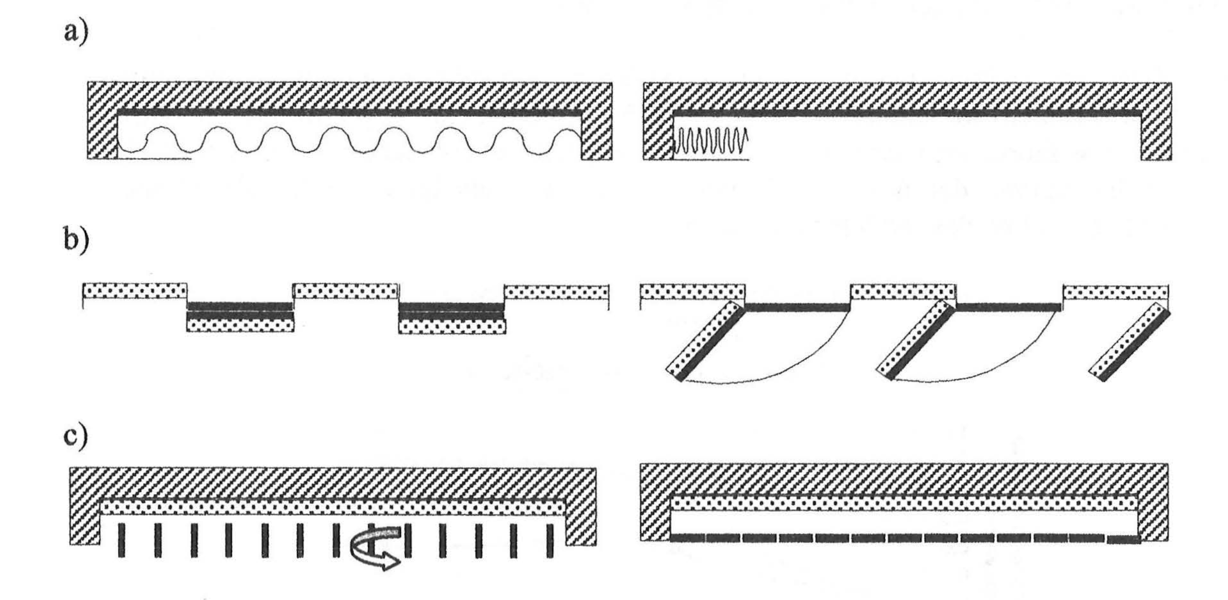


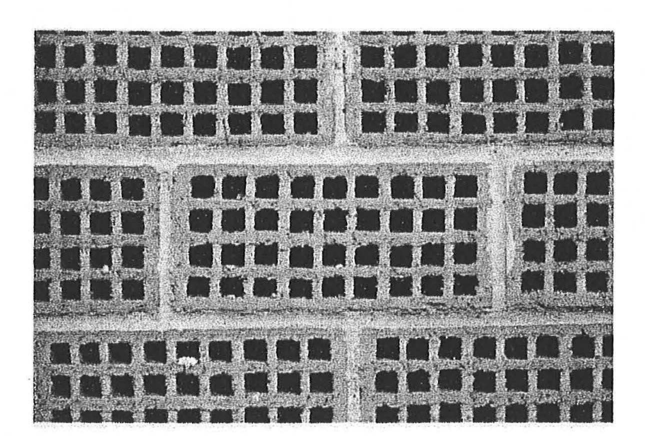
Figura 12.17: Ejemplos de dispositivos absorbentes acústicos variables
a) Cortina replegable; b) Paneles bisagra; c) Paneles giratorios.

12.9.- ABSORCIÓN ACÚSTICA EN MUROS DE LADRILLOS

Un muro de ladrillo sin revoque tiene una absorción acústica pequeña. Esta depende de las cualidades del ladrillo tales como su porosidad, textura, proporción de juntas y profundidad de estas, y del aparejo del muro. Al realizar el muro es posible la inclusión de resonadores, con lo cual la absorción del muro aumenta de forma muy importante.

Anteponiendo al muro ladrillos perforados con las perforaciones perpendiculares al muro, o bien ladrillos-celosía con una cámara que incluya material absorbente acústico poroso, la absorción acústica es muy importante. Se puede controlar esta variando el espesor de la cámara, de los ladrillos, porcentaje de perforaciones, etc. Por ejemplo, un ladrillo perforado sin revocar, con las perforaciones dirigidas hacia el interior del recinto, con una cámara de 6 cm llena de lana mineral, tiene en laboratorio los coeficientes de absorción acústica siguientes:

Frecuencia, Hz	125	250	500	1000	2000	4000
α	0,15	0,65	0,45	0,45	0,4	0,7



12.10.- ABSORCIÓN ACÚSTICA ACTIVA

El avance tecnológico, y en concreto la aparición de los procesadores digitales de señal, ha permitido que las ideas esbozadas por Lueg en 1933 y ratificadas por Olsen en 1953, sean hoy una realidad. Estas ideas consisten en que es posible eliminar un ruido, emitiendo mediante un altavoz, otro ruido de características semejantes al primero, pero en contrafase. Esto es lo que se denomina control activo del ruido.

Los sistemas de control activo de ruido se están empleando con éxito para cancelar ruidos tonales, de bajas frecuencias, principalmente en campos acústicos unidimensionales, como por ejemplo en conductos. En campos acústicos tridimensionales las aplicaciones del control activo se centran en la eliminación de modos discretos de baja frecuencia, y en la producción de zonas localizadas de silencio.

También se han realizado intentos de aplicar las tecnologías activas al control de la absorción acústica en un recinto. En este sentido se han conseguido resultados satisfactorios para condiciones muy específicas de ensayo, siendo de momento impracticables en las condiciones reales de un recinto.

12.11.- COEFICIENTES DE ABSORCIÓN ACÚSTICA DE MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN Y MOBILIARIO

En la Tabla 12.1 se relacionan los coeficientes de absorción acústica de Sabine para algunos materiales habituales en la edificación y mobiliario, estos resultados se han obtenido de diferentes referencias. No se incluyen materiales acústicos comerciales, pues sus fabricantes suministran sus coeficientes de absorción acústica, especificaciones de montaje, y otras propiedades. Los valores relacionados son aproximados.

Tabla 12.1. Coeficientes de absorción acústica de materiales de construcción y mobiliario.

Material	**Centro de frecuencia de banda de octava, Hz**					
	125	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**
Pared de ladrillo no esmaltado	0.02	0.02	0.03	0.04	0.05	0.07
Pared de ladrillo no esmaltado y pintado.	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03
Hormigón	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02
Bloques de hormigón pintados	0.10	0.05	0.06	0.07	0.09	0.08
Bloques de hormigón tosco	0.36	0.44	0.31	0.29	0.39	0.25
Baldosas de corcho, de 1,9 cm de espesor, encoladas.	0.08	0.02	0.08	0.19	0.21	0.22
Baldosas de linóleo, asfalto, caucho o corcho pulido sobre hormigón	0.02	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02
Baldosa de marmol o esmaltada	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02
Mortero, yeso o cal, con acabado liso sobre baldosa o ladrillo	0.013	0.015	0.02	0.03	0.04	0.05
Tablero de contrachapado de 1 cm de espesor	0.28	0.22	0.17	0.09	0.10	0.11
Tablero de cartón yeso de 13 mm de espesor y cámara de aire posterior, sujeto con perfiles de 5x10 cm, distanciados los centros 41 cm.	0,29	0,10	0,05	0,04	0,07	0,09
Vidrio, paneles grandes de cristal pesado.	0.18	0.06	0.04	0.03	0.02	0.02
Vidrio ordinario de ventana	0.35	0.25	0.18	0.12	0.07	0.04
Acero	0.05	0.10	0.10	0.10	0.07	0.02
Terrazo	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02
Superficie del agua	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03
Suelo de madera	0.15	0.11	0.10	0.07	0.06	0.07
Parquet de madera sobre hormigón	0.04	0.04	0.07	0.06	0.06	0.07
Madera, de 1 a 1,3 cm de espesor, con cámara de aire posterior de 5 a 10 cm	0.30	0.25	0.20	0.17	0.15	0.10
Plataforma de madera con un espacio grande debajo	0.40	0.30	0.20	0.17	0.15	0.10
Suelo aspero	0.15	0.25	0.40	0.55	0.60	0.60

Grava, suelta y húmeda, 30 cm espesor	0.25	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80
Hierba, 5 cm de altura	0.11	0.26	0.60	0.69	0.92	0.99
Alfombra pesada sobre hormigón.	0.02	0.06	0.14	0.37	0.60	0.65
Alfombra pesada sobre espuma de caucho.	0.08	0.24	0.57	0.69	0.71	0.73
Alfombra pesada sobre espuma de caucho con apoyo de latex impermeable.	0.08	0.27	0.39	0.34	0.48	0.63
Moqueta de 10 mm sobre pared	0,09	0,08	0,21	0,27	0,27	0,37
Silla con asiento de metal o madera, vacío.	0.15	0.19	0.22	0.39	0.38	0.30
Asientos de madera 75% ocupados	0,46	0,56	0,65	0,75	0,72	0,65
Abertura de un escenario	0,30	0,40	0,50	0,60	0,60	0,50
Cortinas ligeras, 338 g/m^2, colgadas rectas sobre la pared.	0.03	0.04	0.11	0.17	0.24	0.35
Cortinas de peso medio, 475 g/m^2, 100% de amplitud	0.07	0.31	0.49	0.75	0.70	0.60
Cortinas pesadas,610 g/m^2, 100% de amplitud	0.14	0.35	0.55	0.72	0.70	0.65
Fibra de vidrio o lana de roca tableros y mantas, 2,5 cm, 24-48 kg/m^3, sobre una superficie rígida sólida	0.01	0.25	0.65	0.85	0.80	0.75
Fibra de vidrio o lana de roca tableros y mantas, 5 cm, 24-48 kg/m^3, sobre una superficie rígida sólida.	0.17	0.55	0.80	0.90	0.85	0.80
Fibra de vidrio o lana de roca tableros y mantas, espesor 2,5 cm, 24-48 kg/m^3, cámara de aire de 2,5 cm.	0,15	0,55	0,80	0,90	0,85	0,80
Proyección de fibra mineral de 1,27 cm de espesor, sobre un material	0.05	0.15	0.45	0.70	0.80	0.80
Proyección de fibra mineral de 2,5 cm de espesor, sobre un material	0.16	0.45	0.70	0.90	0.90	0.85
Proyección de mortero y Perlita, 5 mm	0,04	0,10	0,17	0,17	0,19	0,20
Proyección de yeso y vermiculita	0,12	0,18	0,27	0,50	0,55	0,60
Espuma de poliuretano, 27 kg/m^3, 1,5 cm de espesor	0.08	0.22	0.55	0.70	0.85	0.75
Difusor de madera, bidimensional. Omniffusor, mont tipo E-400	0,30	0,21	0,28	0,53	0,21	0,36
Difusor de residuo cuadrático de madera, Biffusor, montaje tipo A	0,82	0,90	1,07	1,04	1,05	1,04
Difusor de residuo cuadrático de madera, montaje tipo A	0,23	0,24	0,35	0,23	0,20	0,20

12.12.- EJEMPLO DE LA PRIMERA PATENTE DE UN DISPOSITIVO ABSORBENTE ACÚSTICO

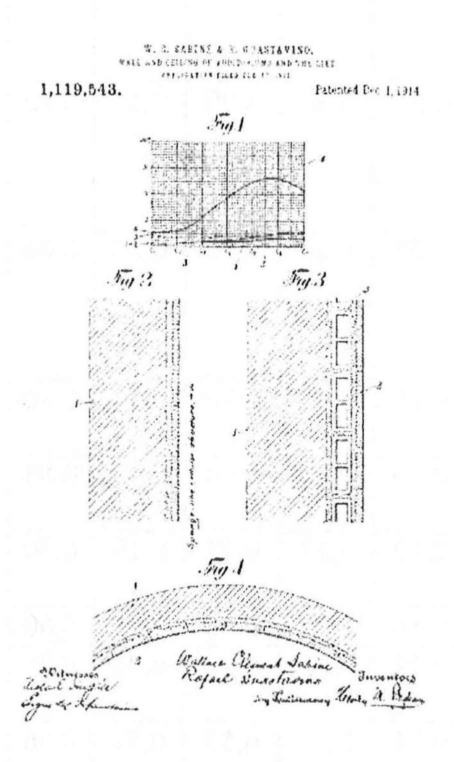
La fórmula del tiempo de reverberación tuvo un importante efecto en la industria de los materiales de construcción acústicos. La Guastavino Company, fundada por el arquitecto español Rafael Guastavino Moreno fue la primera empresa constructora que diseño y comercializó productos absorbentes acústicos.

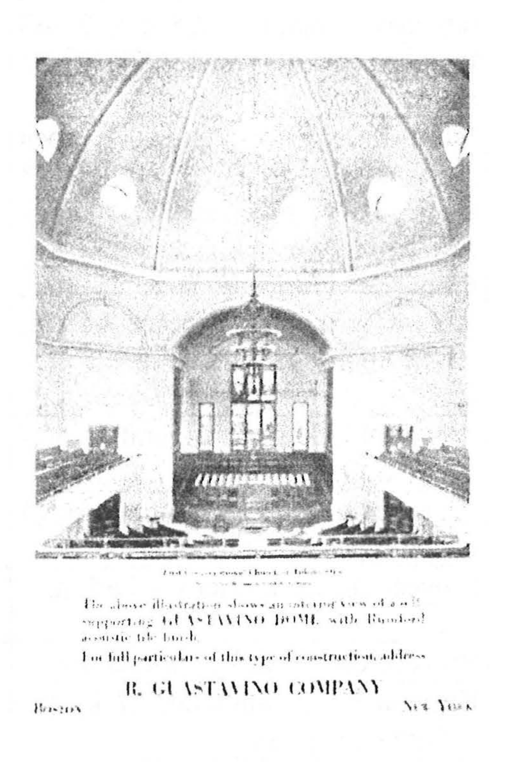


Rafael Guastavino Moreno
(1842, Valencia, 1908 Asheville)



Rafael Guastavino Expósito
(1871,Barcelona, 1950 Bayshore, NY)

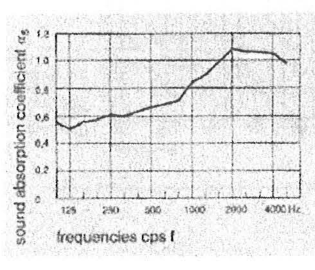


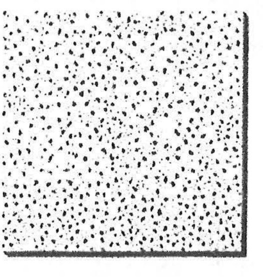


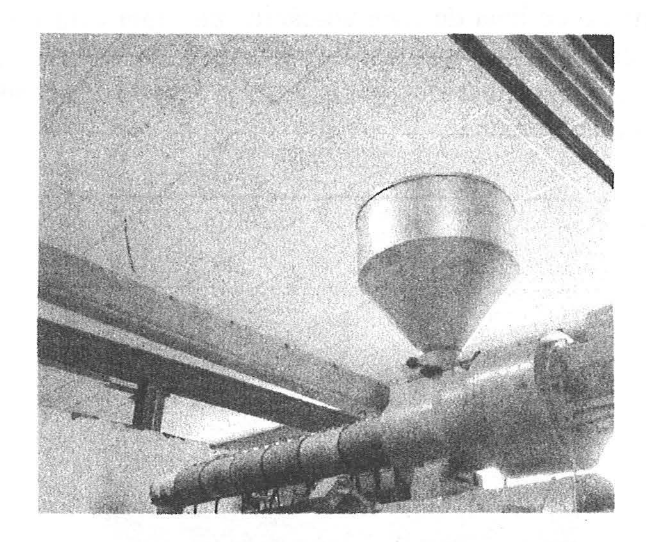
La figura de la izquierda es una copia de la patente: Paredes y techos para auditorios, “Rumford tile”. Registrada por Rafael Guastavino Expósito en 1914 en Nueva York. Es el primer producto acústico desarrollado por Guastavino Expósito junto con W. Sabine. La figura de la derecha es una muestra de la propaganda del producto Rumford tile

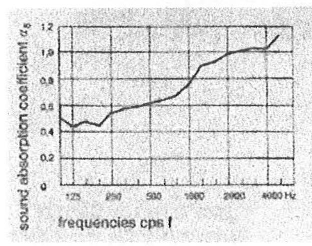
12.13.- EJEMPLOS DE APLICACIONES DE DISPOSITIVOS ABSORBENTES ACÚSTICOS.





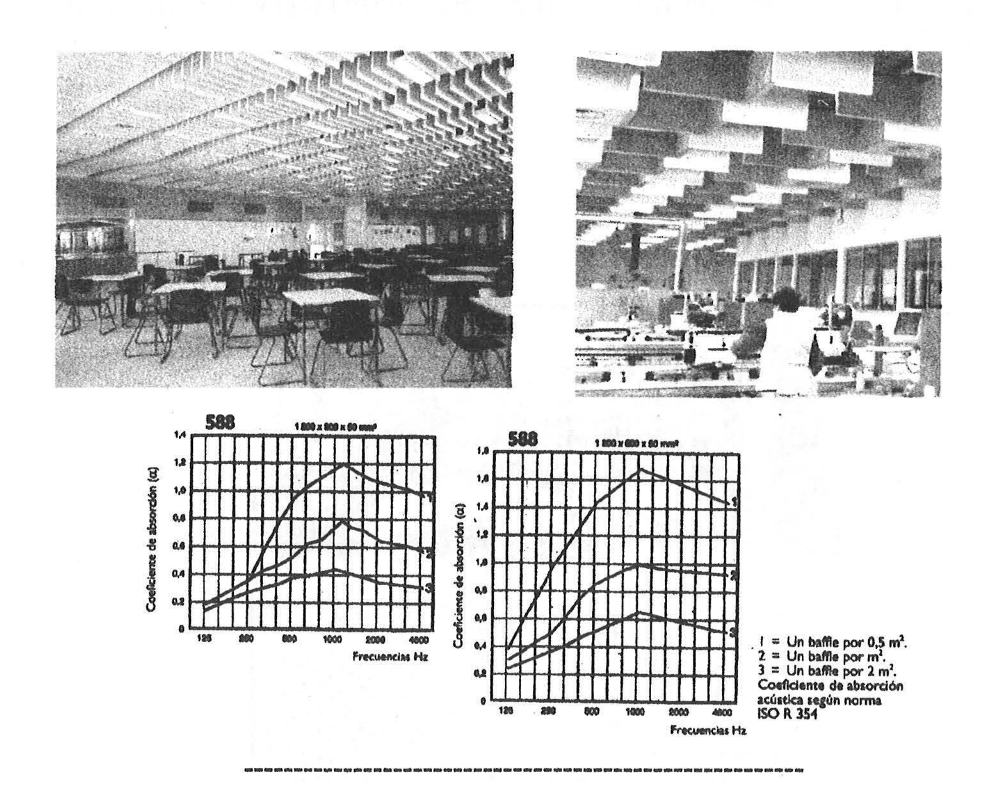






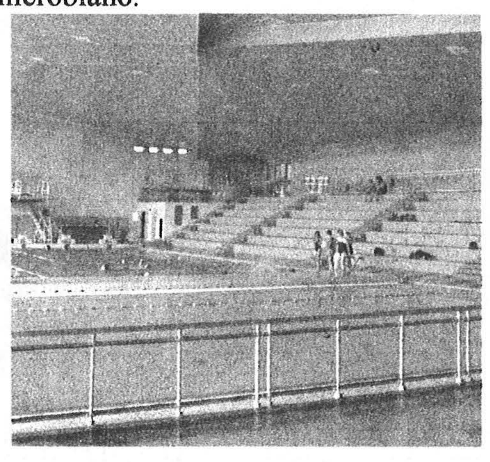


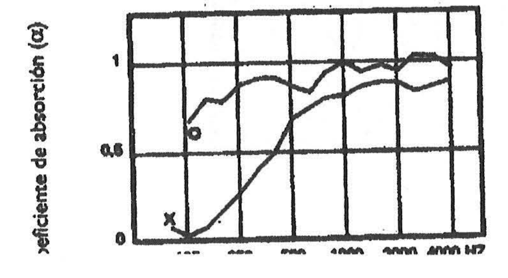
Absorbentes acústicos suspendidos.



Techo acústico para ambientes húmedos.

Es un panel autoportante de lana de roca volcánica con una cara revestida de un velo mineral preimpreso, en diferentes colores. Es perfectamente estable en medio húmedo. Los paneles pueden ser desinfectados y no poseen ningún elemento susceptible de favorecer un desarrollo microbiano.

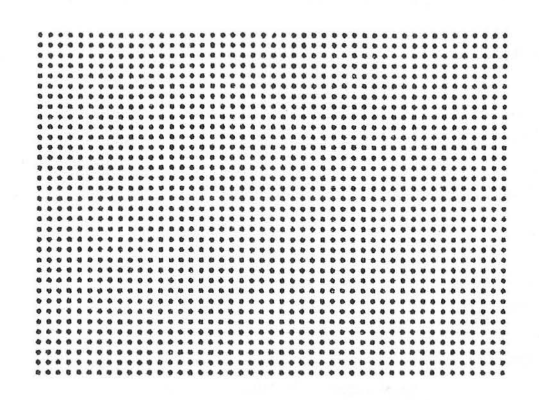


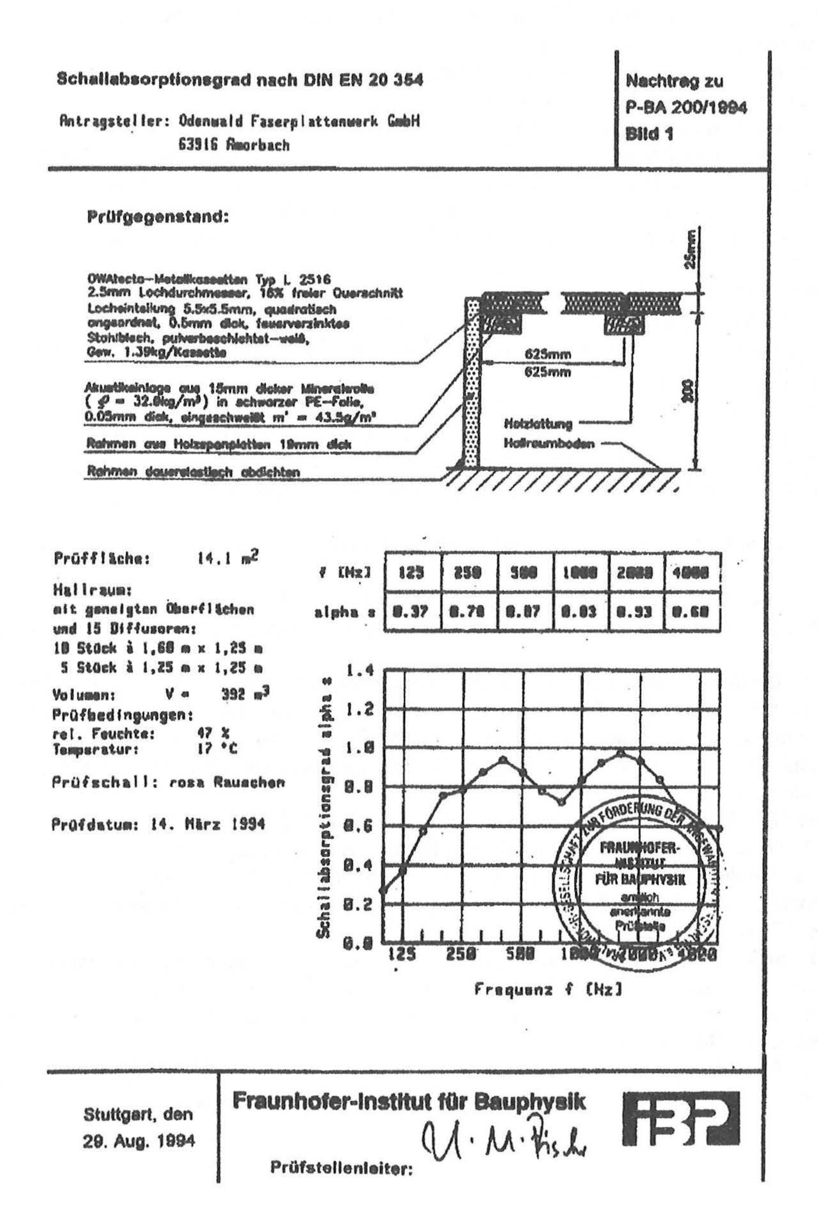


Panel espesor 25 mm.
Ensayo T.P.D, n.° 220-202 de 14/1/82
según norma ISO-R 354
o plenum 300 mm.
x plenum 0 mm.

12.14.- EJEMPLO DE INFORME DE ENSAYO

Techos metálicos de paneles perforados 16% de perforaciones. Resultados del ensayo en laboratorio





Schallabsorptionsgrad nach DIN EN 20 354

Antragsteller: Odenwald Faserplattenwerk GmbH
63916 Amorbach

Nachtrag zu P-BA 200/1994 Bild 1

Prüfgegenstand:

OWAtecto-Metallkassetten Typ L 2516
2.5mm Lochdurchmesser, 16% freier Querschnitt
Locheinteilung 5.5x5.5mm, quadratisch angeordnet, 0.5mm dick, feuerverzinktes Stahlblech, pulverbeschichtet-weiß,
Gew. 1.39kg/Kassette

Akustikeinlage aus 15mm dicker Mineralwolle (ρ = 32.0kg/m³) in schwarzer PE-Folie, 0.05mm dick, eingeschweißt m' = 43.5g/m²

Rahmen aus Holzspanplatten 19mm dick

Rahmen dauerelastisch abdichten

Prüffläche: 14.1 m²

Hallraum:
mit geneigten Oberflächen
und 15 Diffusoren:
10 Stück à 1,60 m x 1,25 m
5 Stück à 1,25 m x 1,25 m

Volumen: V = 392 m³

Prüfbedingungen:
rel. Feuchte: 47 %
Temperatur: 17 °C

Prüfschall: rosa Rauschen

Prüfdatum: 14. März 1994

f [Hz]	125	250	500	1000	2000	4000
alpha s	0.37	0.78	0.87	0.83	0.93	0.60

Stuttgart, den 29. Aug. 1994

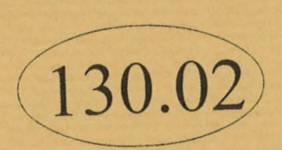
Fraunhofer-Institut für Bauphysik

Prüfstellenleiter:

BIBLIOGRAFÍA

[1] Barron, M., Auditorium Acoustics and Architectural Design, E&FN Spon, London, 1993.
[2] Beranek, L., Concert and Opera Halls. How they sound. Acoustical Society of America., 1.996
[3] Beranek, L.L., Audience and chair absorption in large halls:II, *J.Acoust. Soc. Am.*, **45**, p. 13-19, 1969.
[4] Kosten, C.W., New Method for the calculation of the reverberation time of halls for public assembly, *Acústica*, **16**, pp. 325-330,1965.
[5] Cremer;Muller. Principles and Applications of Room Acoustics. Vol. I, II, Applied Science Publishers. London, 1982.
[6] Sabine, W.C., *Collected Papers on Acoustics*, Dover, New York, 1964.
[7] Franklin, Derivation of equation of decaying sound in a room and definition of open window equivalent of absorbing power, *Phys. Rev.*, **16**, pp. 372-374, 1903.
[8] Jaeger, *Toward a Theory of Reverberation*, Sitzungsber. Kais. Akad. Wiss. Vienna. Math.-Naturw, Klasse, Bd. 120 Abt. IIa, pp. 613-634, 1911.
[9] Buckingham, Bur. Standards, Sci. Paper, nº 506, 1925.
[10] Eyring,C.F., Reverberation time in "dead" rooms, *J. Acoust. Soc. Am.*, **1**, pp. 217-241, 1930.
[11] Izenour, G.C. Theater Design, McGraw Hill Inc, New York, 1977.
[12] Knudsen,V.O. and Harris, C.M, Acoustical Designing in Architecture, John Wiley&Sons, NY, 1950.
[13] Kuttruff, H. Room Acoustics, Elsevier Applied Science, London, 1991. Rep 1999 by Spon Press.
[14] Mackenzie, R., Auditorium Acoustics, Applied science Publisher, London, 1975.
[16] Morse, P.M., Ingard K. U., Theoretical Acoustics. Princeton University Press, Princenton, New Jersey, 1968. Pbk Reprint Princeton University Press, 1986.
[17] Pierce D., Acoustics: An Introduction to Its Physical Principles and Applications, McGraw-Hill, N York. 1981.
[18] Schuster and Waetzmann, *Ann. d. Phys.*, March, 1929.
[19] Milligton, A modified formula for reverberation, *J. Acoust. Soc. Am.*, **9**, 1932
[20] Jordan, V.L., Room acoustics and architectural development in recent years, *Appl. Acoust*, **2**, pp. 59-81, 1969.
[21] Davis, D. and Davis, C., *Sound System Engineering*, Howard W. Sons and Company, 1997
[22] Jordan V., *Acoustical Design of Concert Halls and Theatres,* Applied Science Publishers, London, 1980.
[23] Measurement of Sound Absorption in a Reverberation Room, ISO 354:1985, International Organization for Standardization, CH-1211 Geneva 20, Switzerland.
[24] Sound Absorption and Sound Absorption Coefficients by the Reverberation Room Method, ASTM C423, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, PA 19103, USA.
[25] Mounting Test Specimens During Sound Absorptive Tests, ASTM E795, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, PA 19103, USA.
[26] Zwikker, C. And Kosten, C.W., *Sound Absorbing Materials,* Elsevier, New York, 1949.
[27] Materials for Acoustical Applications. Determination of airflow resistence. ISO 9053:1991. International Organization for Standardization, CH-1211, Geneva 20, Switzerland.
[28].Delany M.E. and Bazley, E.N., Acoustical properties of fibrous absorbent materials, *Appl. Acoust.*, **3**, pp. 105-116, 1970.
[29] Bies, D.A. and Hansen, C.H., Flow resistance information for acoustical design, *Appl. Acoust.*, **13**, pp. 357-391, 1980.
[30] Attenborough, K., Acoustical characteristics of porous materials, *Phys. Rep.*, **82** pp. 179-227, 1982.
[31] Attenborough, K., On the acoustic slow wave in air-filled granular media, *J. Acoust. Soc. Am.*, **81**, pp. 93-102, 1987.
[32] Pedersen, P.O., Lydtekniske Undersøgelser (Acoustic investigations), Scient. Eng. Papers, 1940-1945.
[33] Ingard, U., On the theory and design of acoustic resonators, *J. Acoust. Soc. Am.*, **25**, pp. 1037-1061, 1953.
[34] Ingard, U., Perforated facing and sound absorption, *J. Acoust. Soc. Am.*, **26**, pp. 151-154, 1954.
[35] Beranek, L.L. and Vér, I.L., *Noise and Vibration Control Engineering. Principles and Applications,* John Wiley&Sons, New York, pp. 234-235, 1992.
[36] Bruel, P.V., *Sound Insulation and Room Acoustics,* Chapman&Hall Ltd, p.118, 1951.
[37] Mankovsky, V.S., *Acoustics of Studios and Auditoria*, Focal Press Ltd, London, 1971.
[38] Carpet Specifier's Handbook, Chap.9, American Carpet and Rug Institute, Dalton, GA30722, USA.
[39] Orduña-Bustamante, F. and Nelson, P.A., An adaptative controller for the active absorption of sound, *J. Acoust. Soc. Am.*, **91**, pp. 2740-2747, 1992.
[40] Ruppel, T. and Shields, F.D., Cancelation of airborne acoustic plane waves obliquely incident upon planar phased array of active surface elements, *J. Acoust. Soc.Am.*, **93**, pp. 1970-1977, 1993.
[41] American Society for Testing and Materials, Test Method for Impedance and Absorption of Acoustics Materials by the Tube Method. ASTM C384-77, 1977.
[42] American Society for Testing and Materials Committee E-33 on environmental. Impedance and absorption of acoustical materials using a tube, two microphones, and a digital frequency analysis system.

CUADERNO



CATÁLOGO Y PEDIDOS EN
http://www.aq.upm.es/of/jherrera
info@mairea-libros.com

